VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМА И ВИБРАЦИИ»

СБОРНИК ДОКЛАДОВ

19 – 21 марта 2019 г.
Санкт-Петербург

Генеральный спонсор конференции

ООО «НПО ТехАльянс»

www.tehalyans.com

e-mail: info@tehalyans.com

Спонсор конференции

ООО «Масстар»

www.masstar.ru

e-mail: info@masstar.ru

Сервис-агент конференции

www.monomax.ru

Тел.: +7 (812) 335 20 55

e-mail: feedback@monomax.org

Участники выставки

ООО «ТЕХНОПРОЕКТ»

НПФ «ЭлектронДизайн»

ООО «Алгоритм-Акустика»

ООО «НТМ-Защита»

ООО «Трансакустика»

ООО «Институт акустических конструкций»

ООО «Эм-Эс-Си Софтвэр РУС»

ООО «ЭкоРезина»

ООО «Компания ОКТАВА+»

ООО «АКУСТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ»

ГК «Интеграл»

BRÜEL & KJÆR

Общество с ограниченной ответственностью «Институт акустических конструкций»

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием

ЗАЩИТА ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМА И ВИБРАЦИИ

19-21 марта 2019 г.
Санкт-Петербург

Сборник докладов
Под редакцией Н.И. Иванова

Санкт-Петербург
2019

Научное издание

УДК 628.517(04)
ББК 30н:20.1:20.18
З-40

Защита от повышенного шума и вибрации: сборник докладов
З-40 Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, 19-21 марта 2019 г., СПб/ Под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2019. – 835 с.
ISBN 978-5-6042448-7-6

В сборнике трудов приводятся последние исследования в области акустики, снижения шума и вибрации, виброакустических измерений, строительных и иненерных конструкций с учетом требований шумовиброзащиты, дорожного и железнодорожного строительства.

Для специалистов в области виброакустики.

УДК 628.517(04)

ISBN 978-5-6042448-7-6

© БГТУ, 2019
© Авторы, 2019

Президент конференции:	**Иванов Н.И.** д.т.н., профессор, Заслуженный деятель науки РФ, заведующий кафедрой «Экология и безопасность жизнедеятельности» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)
Председатель оргкомитета:	**Шашурин А.Е.** д.т.н., декан факультета «Е» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, доцент кафедры «Экология и БЖД» (г. Санкт-Петербург, РФ)
Заместитель председателя оргкомитета:	**Рассошенко Ю.С**. к.т.н., ст. научный сотрудник, ст. преподаватель кафедры «Экология и БЖД» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)
Заместитель председателя научного комитета:	**Шубин И.Л.** д.т.н., профессор, директор Научно-исследовательского института строительной физики РААСН, лауреат Премии Правительства РФ в области науки и техники (г. Москва, РФ)

Оргкомитет конференции

Jana Dolejší	Главный редактор журнала AKUSTIKA (Чехия)
Дроздова Л.Ф.	Информационно-финансовый контроль, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)
Светлов В.В.	Сборник трудов конференции (РИНЦ) и конкурс молодых специалистов, ООО «Институт акустических конструкций» (г. Санкт-Петербург, РФ)
Погодина М.В.	Реклама и PR, ООО «Институт акустических конструкций» (г. Санкт-Петербург, РФ)
Ксенофонтова В.К.	Секретарь Оргкомитета, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Научный комитет

Васильев Андрей Витальевич, д.т.н., профессор, г. Самара, РФ
Дроздова Людмила Филипповна, к.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург, РФ
Зинкин Валерий Николаевич, д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург, РФ
Кирпичников Валерий Юлианович, д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург, РФ
Комкин Александр Иванович, д.т.н., профессор, г. Москва, РФ
Курцев Геннадий Михайлович, к.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург, РФ
Мышинский Эрнст Леонидович, д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург, РФ
Олейников Алексей Юрьевич, к.т.н., доцент, г. Санкт-Петербург, РФ
Петров Сергей Константинович, к.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург, РФ
Тупов Владимир Борисович, д.т.н., профессор, г. Москва, РФ
Тюрина Наталья Васильевна, д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург, РФ
Тюрин Александр Павлович, д.т.н., профессор, г. Ижевск, РФ
Щевьев Юрий Павлович, д.т.н., профессор, г. Санкт-Петербург, РФ
Цукерников Илья Евсеевич, д.т.н., профессор, г. Москва, РФ
Элькин Юрий Иосифович, д.т.н., профессор, г. Москва, РФ
Заплетников Игорь Николаевич, д.т.н., профессор, г. Донецк, Украина
Chen Lie, д.т.н, Ченду, Китай
Sergio Luzzi, профессор, г. Флоренция, Италия
Malcolm Crocker, д.т.н, профессор, г. Обурн, США
Eleonora Carletti, г. Феррара, Италия
Виктор Крылов, г. Лондон, Великобритания

Оглавление

Предисловие.....11

Regulations for the protection against noise from wind turbines in Germany
Andrea Bauerdorff.....15

Мониторинг и снижение инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий
Васильев А.В.....23

Экспериментальные исследования эффективности армированного вибропоглощающего покрытия на основе плёнок из поливинилацетата
В.Ю. Кирпичников, И.В. Грушецкий, А.И. Сятковский, Л.Ф. Дроздова 39

Проблемы и основные направления снижения шума в энергетике
Тупов В.Б.....46

Современные требования к обеспечению нормативных параметров шума в жилых, общественных и производственных зданиях и на территории жилой застройки. Нормативно технические документы, разработанные НИИСФ РААСН и введенные в 2016-18 г.г.
Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Невенчанная Т.О.....57

Dynamap: a powerful tool for real time noise mapping
Cerniglia A., Di Feo G. 73

Выбор размеров помещения в акустике малых форм
Гнутик А.П., Черезов М.И. 78

Вопросы применения СП 276.1325800.2016 для оценки шумового воздействия от движения транспорта
Иванов А.В., Никифоров А.В., Кузьмицкий А.М. 89

Оценка акустической эффективности надстройки резонансного типа на верхнем свободном ребре шумозащитного экрана
Калиниченко М.В., Булкин В.В., Хромулина Т.Д.....100

Защита зданий от вибрации наземного рельсового транспорта
Канев Н.Г.....108

Оценка воздействия шума от автомобильного транспорта на инфраструктуру города Липецка
Ковырялова О.А., Коростелев А.А. 118

Проблемы акустической компетентности в инженерном деле
Комкин А.И.....122

Опыт установления дозы шума для задач оценки риска здоровью населения
Кошурников Д.Н., Пономарев А.Л. 130

Теоретическая оценка эффективности системы амортизации электростанции ДГ-1650 с пружинными виброопорами GERB W2-283(S)/284(S) и возможные причины выхода их из строя при практической реализации
Минасян М.А., Минасян А.М., Васильев А.В., Киав Тхет Наинг 141

Экспериментальное исследование волноводных изоляторов
Миронов М.А., Касимов Р.Ш., Залуцкая Р.Р. 152

Обеспечение требований санитарных норм по шуму на рабочих местах правильным подбором средств индивидуальной защиты
Некрасов И.А., Абапольников Р.А. 156

К вопросу об удаленной аттестации современных электродинамических вибростендов
Николаев Е.С., Язев А.В. 163

Исследование эффективности некоторых методов определения азимутального модального состава шума по измерениям на полномасштабной модели воздухозаборника авиационного двигателя
Пальчиковский В.В., Берсенев Ю.В., Корин И.А. 172

Локализация источников шума с помощью микрофонных антенн
Панов С.Н. 183

Виброакустика в процессе резания пищевых продуктов
Пильненко А.К., Заплетников И.Н. 192

Исследование взаимовлияния призматических резонаторов Гельмгольца
Писарев П. В., Аношкин А.Н., Максимова К. А. 199

Опыт формирования и реализации учебной программы дисциплины «Шумо и виброзащита» в ДВФ
Сальникова Е.Н., Шпак Ю.В. 208

Применение индивидуальной мобильной шумозащитной кабины на рабочем месте оператора линии розлива
Никулин А.Н. 212

Рекурсивный активный фильтр сигналов шумопонижения в многофункциональной системе уличного аудио вещания
Трифонов Э.С. 219

Определение акустических характеристик полномасштабного образца реальной однослойной сотовой звукопоглощающей конструкции на основе численного моделирования
Храмцов И.В., Кустов О.Ю., Пальчиковский В.В. 231

Оценка шума, проникающего через перегородку между двумя кинозалами
Цукерников И.Е., Фадеев А.С. 244

Опыт внедрения глушителей шума выброса пара с оригинальным дроссельным устройством
Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А. 256

Оценка звукоизоляции воздушного шума с помощью программного обеспечения WALLs
Щелоков Ю.А. 267

Decomposition based stochastic FEM for spacecraft vibroacoustic simulations
Yotov V.V., Remedia M., Aglietti G.S. 277

Методы защиты волоконно-оптических интерферометров от воздействия акустических шумов окружающей среды
Алейник А.С., Власов А.А., Аширов А.Н. 285

Исследование акустических и аэродинамических характеристик глушителя шума для газовых трактов котлов малой теплопроизводительности
Журавлев Е.А.*, Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А. 301

Экспериментальное исследование акустических характеристик образцов, полученных методами 3D-печати
Рекадзе П.Д., Сафин А.И., Романчев А.Ю., Родионов Л.В. 312

Разработка мероприятий по снижению уровней шума от радиального вентилятора
Савченко Н.С., Фиев К.П. 325

Моделирование динамических характеристик вертикального элемента трубопровода
Секачева А.А., Пастухова Л.Г., Носков А.С. 334

Вибрация контактного соединения как источник несинусодальности питания асинхронного двигателя
Ситников М.А., Сепп Ю.И., ...342

К вопросу о качественном анализе уровня вибрационного воздействия на территории Васильевского острова Санкт-Петербурга
Изотова В.А. 353

Разработка и внедрение мероприятий по снижению уровня шума на рабочих местах методом звукоизоляции
Суфиянова М.А, Волохина А.Т. 358

Результаты акустического обследования промышленного предприятия при сбросе влажного пара в атмосферу с анализом основных особенностей генерации шума
Фоменко К.С., Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А. 365

Research on dynamic characteristics of secondary suspension system for railway vehicle based on vibration absorption principle
Chen Z.H., Yang J.Z., Feng D.B. 373

Global Comfort in urban planning and acoustic design of buildings
Luzzi S., Bartalucci C., Di Bella A. 380

A preliminary study on binaural loudness summation of amplitude modulated Stimuli
Shao Z.Y., Zhou Y.D., Zhu W.Y. 394

Using microphone array data to analyse source contributions of a high-speed train to pass-by noise
Sheng X., Li M., Zhu Z. 400

Отражение и преломление плоских звуковых волн плоским слоем с неоднородными граничными условиями
Аббакумов К.Е., Вьюгинова А.А., Вагин А.В. 416

К вопросу натурной оценки звукоизоляции составных ограждений в общественных зданиях
Алешкин В.М., Сухов В.Н. 429

Оценка шумозащитных свойств полых панелей и экранов с ромбовидной прослойкой из целлюлозно-бумажных и тканевых материалов
Асминин В.Ф., Дружинина Е.В., Осмоловский Д.С. 437

Математическая модель снижения шума от пильного диска, достигаемого применением вибродемпфирующих прокладок с сухим трением (ВДПСТ)
Асминин В.Ф., Осмоловский Д.С., Дружинина Е.В. 445

Метод комплексного аэроакустического моделирования летательных аппаратов
Бойчук И.П., Гринек А.В., Данцевич А.Ю., Новиков А.Ю. 453

К вопросу об оценке виброизолирующей эффективности комбинированной упруго-полужесткой муфты привода машины
Бохан В.В., Граков С.А., Зубарев А.В. 457

Инженерный метод геометрической акустики для оценки дифракций высокого порядка в застройке
Буторина М.В., Куклин Д.А., Шабарова А.В. 465

Использование bim для оценки шума в окружающей среде и на рабочих местах
Буторина М.В., Дроздова Л.Ф, Куклин Д.А. 476

Построение карт шума офисных помещений с целью улучшения условий труда работников
Буторина М.В., Куклин Д.А., Шабарова А.В. 482

Экологически безопасные звукопоглощающие композиционные материалы на основе льняных и полимерных волокон
Бухаров С.Н., Кожушко В.В., Сычев А.П., Чукарин А.Н. 487

Эволюция методов и средств борьбы с шумом. Шумозащита вчера и сегодня
Ломовцева С.Д. 494

Применение методов акустической интенсиметрии для исследования структуры звуковых полей транспортных потоков
Евсевьев В.В., Пирожков М.В., Скиба С.П. 498

Биомеханические основы повреждающего действия низкочастотных акустических колебаний
Зинкин В.Н. 504

Оценка общего эффекта дорожного и железнодорожного шума и разработка мероприятий по его снижению
Куклин Д.А., Дроздова Л.Ф., Шабарова А.В. 517

Модель собственной звукоизоляции звукоподавляющих облегченных структурированных панелей
Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В. 525

Оценка изменения уровня шума от наземного транспорта г. Москвы
Лагутина Н.В., Новиков А.В., Сумарукова О.В. 534

Методы виброзащиты – прогнозирование и диагностика остаточного ресурса долговечности материала и конструкций
Овчинников И.Н., Базиненков А.М., ... 543

Вклад структурного шума при оценке шумовых характеристик автотранспортных магистралей
Пименов И.К., Кузнецова А.Д., Марков С.Б., Дементьев Н.А. 552

Акустика процесса и механизм горения
Пинчук В.А., Пинчук А.В. 563

Рекомендации по совершенствованию измерения воздушной ударной волны и акустических импульсов при взрыве
Пирожков М.В., Скиба С.П., Евсевьев В.В., Драган С.П. 577

Последствия бароакустических воздействий на человека при взрыве
Попов В.Л., Попова Н.П. 589

Построение звукоотражающей поверхности заданного профиля
Попов С.В., Мурзинов В.Л. 594

Шумозащитные экраны – эффективное средство снижения шума
Рощина Н.В. 600

Природа возникновения модуляции вибрации электрических машин на зубцовых частотах
Рыков С.А., Кудрявцева И.В., Рыков С.В. 605

Снижение структурной составляющей шума путем топологической оптимизации элементов конструкций транспортных средств
Санников В.А. 613

Улучшенный способ акустического проектирования шумозащитных экранов для линейных объектов
Светлов В.В., Васильев В.А. 625

Современные факторы формирования акустической среды городских территорий
Сидякин П., Белая Е., Щитов Д. 630

Применение метода конечных разностей для моделирования распространения звуковых волн в замкнутой области
Мондрус В.Л., Сизов Д.К. 639

Квалиметрия средств индивидуальной защиты от авиационного шума
Поляков Н.М., Богомолов А.В., Солдатов С.К. 649

Имитационная модель системы устранения помпажных вибраций в авиадвигателе
Соловьев С.И., Акопов В.С., ... 657

Вибропоглощающие полимерные материалы на основе этиленвинилацетата
Волоцкой А.Н. 662

Сравнительное исследование эффективности антивибрационных рукавиц и перчаток
Хлопков Е.А., Смирнов В.В., Сятковский А.И. 673

Влияние климатических факторов на определение требуемого снижения шума тягодутьевых машин ТЭС
Тараторин А.А., Мухаметов А.Б. 680

К вопросу визуализации акустического поля устройства защиты от шума
Тюрин А.П., Иванов А.М., Зыков А.М. 690

Обоснование комплексной защиты инженерно-технического состава авиации от шума
Харитонов В.В., Богомолов А.В., Шешегов П.М., Зинкин В.Н. 696

Анализ эффективности шумозащитных мероприятий на железнодорожном транспорте
Холопов Ю.А., Хмельницкий Ю.Н., Мусаткина Б.В. 710

Гасители колебания давления повышенной эффективности для трубопроводных систем энергетических установок и технологических машин. Разработка и исследование.
Чернов Н.С., Васильев А.В. 718

Возможности акустических экранов для снижения шума ГРП и газопроводов после него
Чувирова С.А., Тупов В.Б. 726

Физическая природа формирования высоких вибропоглощающих свойств в многослойных металлических материалах
Чудаков И.Б., Федотова Н.Л., Сайков И.В., Полякова Н.А. 733

Использование древесных насаждений для снижения шумового загрязнения на территории г. Стерлитамак
Шакирова Г.Н., Кулагин А.А. 739

Состояние органа слуха у технического персонала после интенсивных полетов в дневных и ночных условиях
Шаламов А.С., Рыженков С.П., Шешегов П.М. 746

Акустика Сургутской соборной мечети
Шевцов С.Е., Тулебаев Р.Ю. 753

Костная проводимость звука и ее возможности
Шешегов П.М., Зинкин В.Н. 765

Прогноз протяженности участков дорог, оборудованных шумозащитными сооружениями
Элькин Ю.И. 781

О проблеме шума на местности современных пассажирских самолетов
Чень Болунь, Яковлев А.А., Мошков П.А. 787

BIM стандарты и проектирование шумозащиты автодорог
Тюрина Н.В.*, Минина Н.Н., Анисимов Е.П. 794

Анализ звукоизолирующих характеристик однопустотных перегородочных камней
Пименов И.К., Дементьев Н.А., Кузнецова А.Д. 800

Измерение электромагнитного шума для оценки электромагнитной обстановки
Стрельцова М.М., Кузин Д.А. 808

Опыт применения тонкостенной звукоизоляции в практике «сухого» строительства
Гнутик А.П. 816

Новое по развитию и усовершенствованию комбинированных пружинно-канатных виброизолирующих креплений «MAMSAR&A»
Минасян М.А., Минасян А.М., Киав Тхет Наинг 824

Возможные методы уменьшения шума металлорежущих станков
Гогуадзе М.Г. 830

Предисловие

Первая Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» состоялась в 2006 г., т.е. более 10 лет тому назад. Проблема акустического загрязнения входит в число трех самых важных экологических проблем, наряду с проблемой отходов и выбросов вредных веществ в атмосферу. При этом повышенный шум – наиболее массовый из всех физических факторов окружающей среды.

В VII конференции принимает участие около 300 человек из 36 городов Российской Федерации, а также 13 стран (Китай, Молдова, Германия, Италия, США, Иран, Чили, Чехия, Аргентина, Англия, Кыргызстан, Белоруссия, Украина). Участниками конференции представлено и включено в сборник всего: 93 доклада из них 13 пленарных.

На конференции работает выставка, представленная 12 фирмами, а также организован обучающий семинар, на котором будет прочитано 5 лекций.

Надеюсь, что материалы настоящего сборника будут полезны для участников конференции.

Н.И. Иванов

ПЛЕНАРНЫЕ ДОКЛАДЫ

УДК 534.2, 504.06
OECD 01.03.AA, 01.05.JA

Regulations for the protection against noise from wind turbines in Germany

Andrea Bauerdorff [1*]
[1]German Environment Agency, Dessau-Rosslau, Germany

Abstract

The generation of energy by wind turbines is essential for the implementation of the energy transition. Especially in Germany, the number of wind turbine installations has continuously increased over the last years. In 2018, there were 29213 wind turbines with an installed wind power capacity of 52931 MW [1]. Within the framework of the importance of wind energy, the protection of the population from wind turbine noise has to be taken into consideration. The legal basis are the German Federal Immission Control Act and the "Technical Instructions on Noise Abatement, TI Noise". The TI Noise deals with the determination and the assessment of noise generated from industrial and commercial installations, including wind turbines. Especially, it contains ambitious binding immission values for immission points outside buildings. These regulations will be explained in detail. Moreover, the low-frequency noise immission of wind turbines will be discussed and evaluated.

Key words: wind turbine, regulations, noise immission, sound propagation, assessment.

Положение о защите от шума от ветровых турбин в Германии

[1]Andrea Bauerdorff
[1] Немецкое агентство по окружающей среде, Дессау-Росслау, Германия

Аннотация

Выработка энергии ветряными турбинами имеет важное значение для осуществления перехода на другой вид энергии. В частности, в Германии количество ветротурбинных установок постоянно увеличивается в течение последних лет. В 2018 году насчитывалось 29213 ветряных турбин с установленной мощностью ветра 52931 МВт [1]. В рамках важности ветроэнергетики должна учитываться защита населения от шума ветряных турбин. Правовая основа - Федеральный закон Германии о контроле выбросов и «Технические инструкции по борьбе с шумом, TI Noise». TI Noise занимается определением и оценкой шума, производимого промышленными и коммерческими установками, включая ветряные турбины. В частности, он содержит амбициозные обязательные значения выбросов для точек проникновения за пределы зданий. Эти правила будут объяснены подробно. Кроме того, низкочастотный шумовой выброс ветряных турбин будет обсуждаться и оцениваться.

Ключевые слова: *ветровая турбина, нормативы, шумоподавление, распространение звука, оценка.*

Introduction

In Germany, wind turbines with a height of more than 50 m, are subject to licensing pursuant to the German Federal Immission Control Act [2]. Principally, installations subject to licensing shall be established and operated in such a way that this does not involve harmful effects on the environment or other hazards, considerable disadvantages and considerable nuisance to the general public and neighborhood. Moreover, precautions should be taken to prevent harmful effects on the environment. Within the scope of the licensing process not only environmental aspects are taken into account but also all other legal aspects in connection with

* *Corresponding author: andrea.bauerdorff@uba.de (A. Bauerdorff)*

the construction of a new wind turbine or the repowering of existing ones. For instance, building regulations as well as nature conservation requirements are also to be considered. One important element of the licensing process deals with the protection against noise. The regulations are laid down in the Sixth General Administrative Provision to the Federal Immission Control Act, which is called "Technical Instructions on Noise Abatement, TI Noise" [3]. It is applied to various kinds of industrial plants as well as commercial installations. This wide range of applicability includes wind turbines. The regulations for wind turbines also comprise the "recommandations on the protection from noise of wind turbines" of the Federal States of Germany [4].

1. Determination of noise immissions

The determination of noise immissions of wind turbines is carried out according to the TI Noise and the additional "recommendations on the protection from noise of wind turbines" of the Federal States of Germany [4]. The main steps of the noise assessment procedure for wind turbines are shown in figure 1.

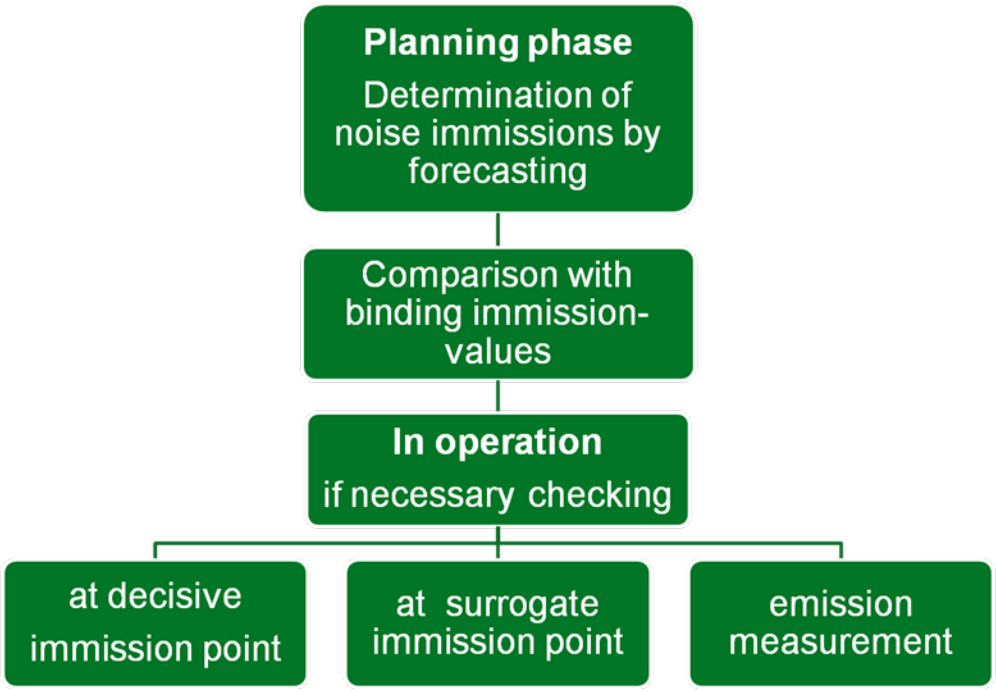


Fig. 1. Noise assessment procedure according to TI Noise in Germany

The TI Noise contains criteria to identify and assess the noise immissions of installations subject to licensing, including wind turbines. The noise assessment procedure starts with the determination of noise immissions by forecasting.

2. Binding immission values according to TI Noise

For the approval of a wind turbine it is essential that the noise immission complies with binding immission values for points outside buildings which are defined in the TI Noise [3]. They depend on the type of land-use and are distinguished between daytime and nighttime. The immission values given are in table 1.

Table 1
Binding immission values according to TI Noise in Germany

Types of areas	Day 6 a.m. - 10 p.m.	Night 10 p.m. - 6 a.m.
Industrial areas	70 dB(A)	70 dB(A)
Commercial zones	65 dB(A)	50 dB(A)
Urban areas	63 dB(A)	45 dB(A)
Core areas, village areas and mixed-use zones	60 dB(A)	45 dB(A)
General residential areas and small residential states areas	55 dB(A)	40 dB(A)
Purely residential areas	50 dB(A)	35 dB(A)
Spa areas, for hospitals and nursing homes	45 dB(A)	35 dB(A)

These types of areas correspond to the building areas, which are defined in a nationwide valid Federal Land Utilization Ordinance [5]. According to this ordinance, for example, purely residential areas are only used for living. In contrast to this, village areas may also contain agricultural and forestry holdings. Moreover, the further development of agricultural and forestry holdings is taken into consideration.

The binding immission values are applied during the day for an assessment period of 16 hours. The full hour with the highest rating level is the basis for nighttime assessment. The reason for this special regulation is that the protection against noise at night is very important because a sufficiently long period of undisturbed sleep is essential for mental and physical rest. Furthermore, the TI Noise contains regulations concerning short-term noise peaks. These peaks may exceed the values during the day by not more than 30 dB(A), and at night by not more than 20 dB(A).

The immission values displayed in table 1 must be met in order to obtain the license for the operation of a wind turbine. They refer to the forecast respectively measured rating level L_r ascertained at the immission point. In this context, it is generally assumed from the total exposure at the decisive immission point. This is the point in the area of influence of the installation at which binding immission values are most likely to be exceeded. The decisive immission points are defined as follows:

- In buildings, 0.5 m outside the middle of the open window of the room which is worst affected by noise.
- In undeveloped or built-up areas that contain no buildings with noise sensitive rooms, at the edge of the area where buildings with noise sensitive rooms may be built.

3. Examination of the sound propagation model

In the past the alternative method of DIN ISO 9613-2 [6] was used for the determination of the noise exposure caused by wind turbines. This standard is designed for sound sources with a height up to 30 m and a distance between source and immission point until 1000 m (Fig. 2).

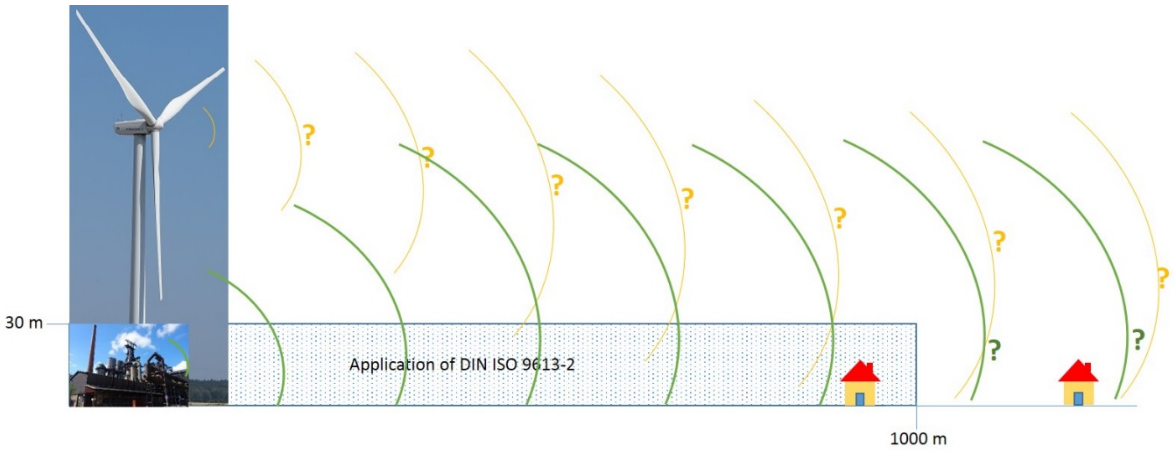


Fig. 2. Scope of DIN ISO 9613-2

Therefore, it is questionable whether DIN ISO 9613-2 is appropriate for calculating the sound propagation for modern wind turbines with a height of more than 100 m. For this reason, a research project [7] was conducted which was commissioned by the State Agency for Nature, Environment and Consumer Protection of the German Federal State of North Rhine-Westphalia. In this project, noise measurements have been carried out and compared with calculation results. This study has come to the result that up to 450 m from the wind turbine the calculation values are above the measured ones. For greater distances, the study shows contradictory results. With increasing distances from the wind turbine, the measurement results are higher than the calculation results. In view of these findings, the German organization for standardization DIN developed an interim method for the calculation of sound propagation at wind turbines [8]. This method considers the results of the above-mentioned research project and is based on a plain acoustic model. It describes the wind turbine as an omnidirectional point noise source which is frequency-dependent and located in the rotor center of the wind turbine. The input variable of the sound immission forecast is the specific octave band sound power level L_W of the wind turbine. For this purpose, the A-weighted third-octave band sound power levels $L_{WA,i}$ determined according to DIN EN 61400-11 [9] will be converted into the corresponding unweighted octave band sound power levels L_W. The equivalent continuous downwind sound power level L_{fT} is determined by the following equation [8]:

$$L_{fT}\,(\mathrm{DW}) = L_W + D_C - A \tag{1}$$

where

L_W	octave-band sound power level produced by a wind turbine described as a point source [dB]
D_C	directivity correction [dB]
A	attenuation [dB]

with

$$A = A_{div} + A_{atm} + A_{gr} + A_{bar} + A_{misc} \tag{2}$$

A_{div}	attenuation owing to geometrical divergence
A_{atm}	attenuation due to atmospheric absorption
A_{gr}	ground attenuation
A_{bar}	attenuation by a barrier
A_{misc}	attenuation caused by other effects

In equation (2), the attenuation due to the ground effect is set to -3 dB. This is based on the assumption that modern wind turbines with a height of above 100 m cause only one

reflection from the ground. Furthermore, the meteorological correction in the equation for the determination of the long-term average A-weighted sound pressure level $L_{AT(LT)}$ is modified [8]:

$$L_{AT(LT)} = L_{AT(DW)} - C_{met} \quad (3)$$

where

$L_{AT(DW)}$ average A-weighted sound pressure level for downwind propagation

C_{met} meteorological correction, $C_{met} = 0$ dB

It is envisaged to replace the interims method by a new German guideline VDI 4101 part 2 [10] in the next years.

4. Recommandations on the protection from noise of wind turbines

In addition to the TI noise there exists "recommandations on the protection from noise of wind turbines" of the German Federal States [4]. They contain further details for the determination of the noise immissions of wind turbines and are also applied by the licensing authorities. In particular, the recommandations include the interim method for the calculation of sound propagation at wind turbines. Moreover, requirements on the input data and the quality of the noise prediction are described in detail. Additionally, some practical information for the licensing authorities are also given in these regulations.

4.1. Input parameter of the noise immission forecast

The input variable of the noise immission forecast for a specific wind turbine project is the specific sound power level of a wind turbine type in the corresponding operating mode. The input parameters are divided into two groups, namely parameters for the existing and the additional exposure.

Existing exposure is defined as the noise exposure at an immission point from all installations for which the TI Noise is applied, excluding immissions emanating from the installation under assessment. Consequently, all already approved wind turbines and other installations subject to the TI Noise are to be considered. Additional exposure is the immission that is anticipated with planned installations. The sum of both is the total exposure. According to German law [2] the protection against harmful effects on the environment due to noise is ensured, if the total exposure at the decisive immission point does not exceed the binding immission value shown in table 1.

For the determination of the input data there are three different options:

1. The sound power level is given by the manufacturer for normal operation. The appropriate octave spectrum is also provided.
2. Determination of the sound power level and the corresponding octave spectrum by a measurement of the wind turbine type according to the Technical Guidelines for Wind Turbines Part 1[11] in combination with the German standard DIN EN 61400-11 [9].
3. Determination of the sound power level and the corresponding octave spectrum by measurements of at least minimum three wind turbines of the same type.

4.2. Determination of the noise prediction

The determination of noise immissions by forecasting is described in detail in the TI Noise and the "recommandations on the protection from noise of wind turbines". These recommandations contain the interim method for the calculation of sound propagation at wind turbines [8]. This procedure is carried out in a frequency-selective manner for the approval of wind turbines both for the existing wind turbines as a part of the existing exposure and for newly requested installations. For air absorption calculations, the atmospheric attenuation coefficient α

according Table 2 of DIN ISO 9613-2 [6] shall be considered for 70 % relative humidity and 10 ^{0}C air temperature.

To ensure that the legal requirements are met a quality assurance is carried out. Within the framework of this quality assurance it must be proved that under consideration of the uncertainty of the emission data as well as the uncertainty of the propagation calculation the upper limit of confidence level of the forecasted rating level is below the binding immission value. The upper limit of confidence level is calculated from the forcasted immission value plus the total uncertainty which results from the inaccuracy of the acoustic emission measurement and the fundamental uncertainty of the prediction model.

5. Consideration of low-frequency noise

The mechanisms of the sound generation and propagation of wind turbines are complex [12]. The noise emissions of a wind turbine consist of mechanically induced and aerodynamic noise components. The aerodynamic noise is often broadband and includes low-frequency and infrasonic components. For the determination and assessment of low-frequency noise, the German standard DIN 45680 “Measurement and assessment of low frequency noise immission” [13] and in the accompanying Supplement 1 are used [14]. The supplement contains reference values, which should not be exceeded. DIN 45680 contains an auditory threshold and the draft of DIN 45680 of 2013 [15] contains a hearing and perception threshold. These thresholds are illustrated in figure 3 together with the sound pressure levels of wind turbines with 2 to 3 MW in different distances. In the usual distances between wind turbines and residential dwellings in Germany, the infrasound emission generated by wind turbines is well below the threshold of human perception. This is confirmed by extensive noise immission measurements on wind turbines in the German Federal States of Baden-Wuerttemberg and Bavaria [16]. The impact of infrasound from wind turbines can be assumed to be very low in comparison with other natural and anthropogenic sources, so that according to the current state of research this does not have negative effects on health.

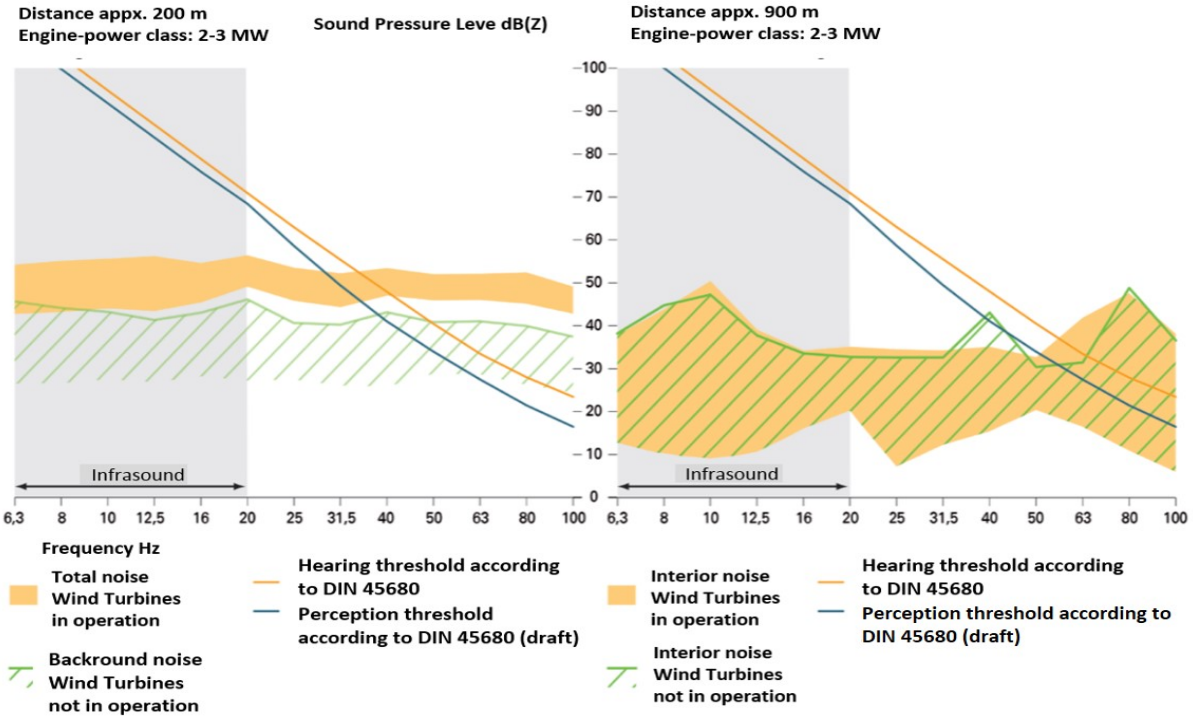


Fig. 3. Comparison of measurements results with hearing and perception thresholds. Measurements on modern wind turbines with a hub height of 140 m at wind speeds from 8 to 13

m/s, distance 200 m (left) and 900 m (right). [17] with own editing

Conclusions

Wind turbines are of great importance to meet the demand for electricity with renewable sources of energy. Especially in Germany, the number of these installations has continuously increased in the last years. Therefore, it is particularly important to have clear legal regulations for noise protection by wind turbines. Wind turbines with a height of more than 50 m are subject to licensing pursuant to the German Federal Immission Control Act. Generally, they should be operated in such a way that this does not cause harmful effects on the population. The determination and assessment of noise from wind turbines is described in detailed legal regulations in Germany. Technical instructions especially contain area-related binding immission values for immission points outside buildings which may not exceeded during the operation of the wind turbine. If these values are exceeded, measures to reduce noise are necessary.

References

1. Status of Land-based Wind Energy Development in Germany - Year 2018, Deutsche WindGuard GmbH, Varel (Germany) 2019, www.windguard.com
2. Bundes-Immissionsschutzgesetz (Federal Immission Control Act) in the version promulgated on 17 May 2013 (BGBl. I p. 1274) as last amended by Article 3 of the Act of 18 July 2017 (BGBl. I p. 2771)
3. Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm, TA Lärm (Technical Instructions on Noise Abatement - TI Noise), Sixth General Administrative Provision to the Federal Immission Control Act of 26 August 1998 (Joint Ministerial Gazette (GMBl.) No. 26/1998 p. 503), last amended on 1 June 2017 (BAnz AT 8 June 2017 B5)
4. Hinweise zum Schallimmissionsschutz bei Windenergieanlagen -WKA (Recommandations on the protection from noise of wind turbines) Bund/Länder-Arbeitsgemeinschaft für Immissionsschutz (LAI), Germany 2016
5. Baunutzungsverordnung (Federal Land Utilization Ordinance) in the version promulgated on 21 November 2017 (BGBl. I p. 3786)
6. DIN ISO 9613-2: Akustik - Dämpfung des Schalls bei der Ausbreitung im Freien - Teil 2: Allgemeines Berechnungsverfahren (Acoustics - Attenuation of sound during propagation outdoors - part 2: General method of calculation), Berlin: Beuth-Verlag, October 1999
7. Engelen J., Wenzel P.: Schalltechnischer Bericht der erweiterten Hauptuntersuchung zur messtechnischen Ermittlung der Ausbreitungsbedingungen für die Geräusche von hohen Windenergieanlagen zur Nachtzeit und Vergleich der Messergebnisse mit Ausbreitungsberechnungen nach DIN ISO 9613-2 (Acoustic report on the expanded main investigation on measurements for the determination of sound propagation conditions of high wind turbines and comparsion with measurement results of sound propagation calculations according to DIN ISO 9613-2), Landesamt für Natur, Umwelt und Verbraucherschutz Nordrhein-Westfalen, Essen 2014
8. Dokumentation zur Schallausbreitung, Interimsverfahren zur Prognose der Geräuschimmissionen von Windkraftanlagen (Documentation on sound propagation, interim method for prediction of noise immission of wind turbines), Berlin: Beuth-Verlag, May 2015
9. DIN EN 61400-11; VDE 0127-11:2007-03, Windenergieanlagen - Teil 11: Schallmessverfahren (IEC 61400-11:2002 + A1:2006) (Wind turbines - part 11: Acoustic noise measurement techniques (IEC 61400-11:2012), Berlin: Beuth-Verlag, September 2013
10. VDI 4101-2: Schallausbreitung im Freien unter Berücksichtigung meteorologischer und topographischer Bedingungen, Blatt 2: Windkraftanlagen (Sound propagation outdoors under

consideration of meteorological and topographical conditions, part 2: wind turbines), ongoing project of the Association of German Engineers VDI
11. Technische Richtlinien für Windenergieanlagen - Teil 1: Bestimmung der Schallemissionswerte (Technical Guidelines for wind turbines, part 1: determination of noise emission), Fördergesellschaft Windenergie und andere Erneuerbare Energien [editor], Berlin
12. Leventhall G., Bowdler D.: Wind Turbine Noise: How it is produced, propagated, measured and received. Multi-Science Publishing, Brentwood (2011)
13. DIN 45680: Messung und Bewertung tieffrequenter Geräuschimmissionen in der Nachbarschaft (Measurement and assessment of low-frequency noise immissions in the neighborhood), Berlin: Beuth-Verlag, March 1997
14. DIN 45680, Beiblatt 1: Messung und Bewertung tieffrequenter Geräuschimmissionen in der Nachbarschaft (Measurement and assessment of low-frequency noise immissions in the neighborhood - Guidelines for the assessment for industrial plants) Berlin: Beuth-Verlag, March 1997
15. E DIN 45680 Entwurf: Messung und Bewertung tieffrequenter Geräuschimmissionen (Draft: Measurement and assessment of low-frequency noise immissions), Berlin: Beuth-Verlag, September 2013
16. Ratzel U., Bayer O., Brachat P., et al.: Tieffrequente Geräusche und Infraschall von Windkraftanlagen und anderen Quellen. Bericht über Ergebnisse des Messprojektes 2013-2015, Landesanstalt für Umwelt Baden-Württemberg (Low-frequency noise immissions including infrasound of wind turbines and other sources, report on the results of Measurement projects 2015-2015), LUBW, 2016
17. Windenergieanlagen - beeinträchtigt Infraschall die Gesundheit? (Does infrasound from wind turbines affects health?): Umwelt Wissen - Klima und Energie / Bavarian Environment Agency [editor] – 4th updated edition, Augsburg 2014, update: august 2016, Germany

УДК 504.055
OECD 01.03.AA

Мониторинг и снижение инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий

Васильев А.В. [1]
[1]Профессор, Самарский государственный технический университет, г. Самара, Россия

Аннотация

Рассматривается проблема мониторинга и снижения негативного воздействия инфразвука и низкочастотного звука на человека и биосферу в условиях урбанизированных территорий. Проведен анализ источников инфразвука и низкочастотного звука. Рассмотрены результаты мониторинга инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области. Описаны методы снижения негативного воздействия инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий.

Ключевые слова: низкочастотный звук, инфразвук, мониторинг, снижение.

Monitoring and reduction of infrasound and low frequency sound in conditions of urban territories

Vasilyev A.V. [1]
[1]*Professor, Samara State Technical University, Samara, Russia*

Abstract

The problem of monitoring and reduction of negative impact of infrasound and low frequency sound to the man's health and to biosphere in conditions of urban territories is considered. Analysis of sources of infrasound and low frequency sound was carried out. Results of monitoring of infrasound and low frequency sound in conditions of urban territories are considered. Methods of reduction of negative impact of infrasound and low frequency sound in conditions of urban territories are described..

Key words: *low frequency sound, infrasound, monitoring, reduction.*

Введение

За последние десятилетия значительно возросло негативное воздействие физических полей на человека и биосферу [2, 3, 12-18]. При этом существенное негативное воздействие могут оказывать инфразвук и низкочастотный звук. [1-12, 14, 15, 18].

Действие инфразвука на организм человека не до конца изучено, но предполагается не только ухудшение самочувствия в результате воздействия инфразвука высоких уровней, но и заметное воздействие на функциональное состояние человека. Наряду с шумом, инфразвук оказывает вредное влияние на организм человека. Инфразвук вредно воздействует на вестибулярный аппарат, сердечно-сосудистую систему и при высоких уровнях может воздействовать на внутренние органы человека. В результате действия инфразвука человек испытывает чувство страха, боль в ушах; ощущается головная боль, происходит нарушение равновесия.

В условиях урбанизированных территорий особое значение приобретает тот факт, что инфразвук и низкочастотный звук распространяется без особого затухания на значительное расстояние и являются источником дискомфорта.

В связи с этим актуальным является проведение исследований по мониторингу и снижению негативного воздействия инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий.

1. Анализ источников инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий

К основным источникам низкочастотного звука и инфразвука урбанизированных территорий можно отнести:

- отдельные автомобили и другие транспортные средства;
- автотранспортные потоки;
- подвижной состав железнодорожного транспорта;
- системы вентиляции и кондиционирования;
- промышленные предприятия и используемое на них производственное и технологическое оборудование;
- различного рода строительные работы;
- внутриквартальные источники;
- трансформаторные подстанции и др.

Степень воздействия приведённых источников на жителей зависит от множества факторов: взаимного расположения источников и жилой застройки, интенсивности и состава движущихся транспортных потоков и пр. Не следует упускать из виду и другие источники низкочастотного шума и инфразвука для селитебных территорий: спортивные и культурно-развлекательные объекты, объекты питания и др.

Транспортный шум является одним из наиболее интенсивных источников инфразвука и низкочастотного шума. На большинстве транспортных магистралей современных городов уровни шума и инфразвука значительно превышают допустимые нормы. В настоящее время данные показатели имеют тенденцию к еще большему увеличению. Наиболее значительный вклад в общую звуковую мощность низкочастотного шума и инфразвука вносят легковые автомобили.

Другим важнейшим фактором шумового и инфразвукового воздействия на окружающую среду и жилые массивы в условиях современного промышленного города являются производственные предприятия машиностроения, химической промышленности, объекты энергетики и др. Интенсивное акустическое излучение создают силовые энергетические установки, выбрасывающие в окружающую среду газовоздушные смеси: низкооборотные компрессорные установки, воздуходувки, стационарные двигатели внутреннего сгорания, системы вентиляции и пр., [1-12, 14, 15, 17]. Особенно серьезную проблему представляет борьба с низкочастотными шумами поршневых машин, широко используемых в различных отраслях промышленности. Так, участились жалобы населения Нидерландов на низкочастотный шум, источники которого часто остаются неизвестными (обычно это установленные в помещениях системы кондиционирования, вентиляторы, расположенные невдалеке заводы и др.).

Анализ спектров низкочастотного шума и инфразвука антропогенных источников показывает, что наиболее интенсивными источниками являются транспортные средства, производственное и технологическое оборудование, системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

Для городских округов Самарской области характерно наличие ряда интенсивных источников инфразвука (транспорт, низкооборотные компрессорные установки и другое технологическое оборудование, шум систем вентиляции и кондиционирования и др.), оказывающих значительное воздействие на прилегающую

селитебную территорию. Характерным свойством инфразвуковых колебаний является их распространение на значительные расстояния с незначительным затуханием. Проблема усугубляется тем, что ряд участков селитебной территории Самарской области недопустимо близко примыкает к источникам инфразвука. Поэтому повышенному воздействию инфразвука, по всей видимости, подвергается не менее половины населения городских округов Самарской области.

2. Мониторинг инфразвука в низкочастотном звуке в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области

2.1. Методика проведения измерений инфразвука и низкочастотного звука.

Методика проведения измерений характеристик уровней инфразвука селитебной территории должна учитывать вид источника инфразвука и характер инфразвуковой нагрузки на территории жилой застройки.

По характеру спектра инфразвук подразделяется на широкополосный, с непрерывным спектром шириной более одной октавы, и тональный, в спектре которого имеются слышимые дискретные составляющие. Тональный характер инфразвука устанавливают в октавных полосах частот по превышению уровня в одной полосе над соседними не менее чем на 10 дБ.

Нормируемыми характеристиками постоянного инфразвука являются:

- уровни звукового давления (L_p) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2, 4, 8 и 16 Гц, в дБ;

- уровень звукового давления (при одночисловой оценке), измеренный по шкале шумомера "линейная", в дБ Лин (при условии, если разность между уровнями, измеренными по шкалам "линейная" и "А" на характеристике шумомера "медленно", составляет не менее 10 дБ).

Нормируемыми характеристиками непостоянного инфразвука являются эквивалентные по энергии уровни звукового давления (L_{ecv}) в дБ в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 2, 4, 8 и 16 Гц и эквивалентный общий уровень звукового давления, в дБ Лин.

В качестве дополнительной характеристики для оценки инфразвука (например, в случае тонального инфразвука) могут быть использованы уровни звукового давления в 1/3 октавных полосах со среднегеометрическими источниками 1,6; 2: 2,5: 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16 и 20 Гц. Их следует пересчитывать в уровни в октавных полосах частот.

Следует учитывать, что существенный вклад в измеренные уровни низкочастотного звука и инфразвука в ряде точек вносит транспортный шум. Измерения следует проводить в дневное время в будние дни преимущественно в часы "пик".

Для проведения измерений использовался шумомер - анализатор шума "Октава 101АМ", поверенный ФГУ Самарским центром стандартизации, метрологии и сертификации.

Предельно допустимые уровни инфразвука на территории жилой застройки согласно СН 2.2.4/2.1.8.583-96 составляют 90 дБ Лин (общий уровень инфразвука), для октавных полос: 2 Гц – 90 дБ; 4 Гц – 85 дБ, 8 Гц – 80 дБ, 16 Гц – 75 дБ.

Для колеблющегося во времени и прерывистого инфразвука уровни звукового давления, измеренные по шкале шумомера "Лин", не должны превышать 120 дБ.

Для низкочастотных шумов, спектр которых охватывает инфразвуковой и слышимый диапазоны, измерение и оценка корректированного уровня звукового давления инфразвука является дополнительной к измерению и оценке шума в соответствии с "Санитарными нормами шума на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий, на территории жилой застройки" СН 2.2.4/2.1.8.562-96 и ГОСТ 12.1.003 "ССБТ. Шум. Общие требования безопасности".

2.2. Мониторинг уровней инфразвука и низкочастотного шума на территории городского округа Самара

На территории городского округа Самара было проведено более 80 измерений уровней звукового давления инфразвука и низкочастотного звука в октавной и третьоктавной полосах частот в более чем 30 точках. Измерялись спектральные и эквивалентные значения уровней инфразвука и низкочастотного звука.

Анализ результатов измерений уровней инфразвука на обследуемой территории городского округа Самара показал, что превышение нормативных значений по уровню звукового давления инфразвука в октавной и третьоктавной полосах частот выявлено в точках измерений №7, Промышленный район, селитебная территория микрорайона Солнечный-2 (на частоте 2 Гц – на 1 дБ, на частоте 4 Гц – на 3 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 7 дБ), №8, Промышленный район, ул. Нововокзальная, дом №162 (на частоте 2 Гц – на 2 дБ, на частоте 8 Гц – на 13 дБ), №17, Октябрьский район, ул. Ново-Садовая, дом №33 (на частоте 2 Гц – на 8 дБ, на частоте 4 Гц – на 6 дБ, на частоте 8 Гц – на 9 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ), №19, Ленинский район, ул. Самарская, дом №270 (на частоте 2 Гц – на 8 дБ, на частоте 4 Гц – на 4 дБ, на частоте 8 Гц – на 2 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ), №22, Самарский район, ул. Куйбышева, дом №131 (на частоте 2 Гц – на 9 дБ, на частоте 4 Гц – на 8 дБ, на частоте 8 Гц – на 6 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ); №23, Самарский район, ул. Некрасовская, дом №77 (на частоте 2 Гц – на 5 дБ, на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 5 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ); №25, Самарский район, ул. Куйбышева, дом №106 (на частоте 2 Гц – на 8 дБ, на частоте 4 Гц – на 6 дБ, на частоте 8 Гц – на 5 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ); №26, Самарский район, ул. Куйбышева, дом №81 (на частоте 2 Гц – на 6 дБ, на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 4 дБ); №29, Железнодорожный район, ул. Мориса Тореза, дом №31 (на частоте 2 Гц – на 5 дБ, на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 9 дБ, на частоте 16 Гц – на 2 дБ); №30, Железнодорожный район, ул. Партизанская, дом №140 (на частоте 2 Гц – на 5 дБ, на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 2 дБ); №31, Красноглинский район, п. Красная Глинка, Нижний пер., дом №2 (на частоте 2 Гц – на 5 дБ, на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 2 дБ); №33, Красноглинский район, Управленческий городок, ул. Солдатская, дом №11 (на частоте 2 Гц – на 4 дБ, на частоте 4 Гц – на 3 дБ, на частоте 8 Гц – на 2 дБ, на частоте 16 Гц – на 2 дБ); №34, Красноглинский район, Управленческий городок, ул. Раздельная, дом №25 (на частоте 2 Гц – на 4 дБ, на частоте 4 Гц – на 4 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 4 дБ); №35, Красноглинский район, п. Южный, ул. Вторая Южная, дом №7 (на частоте 2 Гц – на 4 дБ, на частоте 4 Гц – на 4 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 4 дБ).

В остальных точках измеренные значения уровней инфразвука соответствуют нормативным санитарно-гигиеническим требованиям, но для ряда точек измеренные значения предельно близки к максимально допустимым.

Пример представления спектральных характеристик уровней инфразвука для точки №17, Октябрьский район, ул. Ново-Садовая, дом №33 показан на рис. 1.

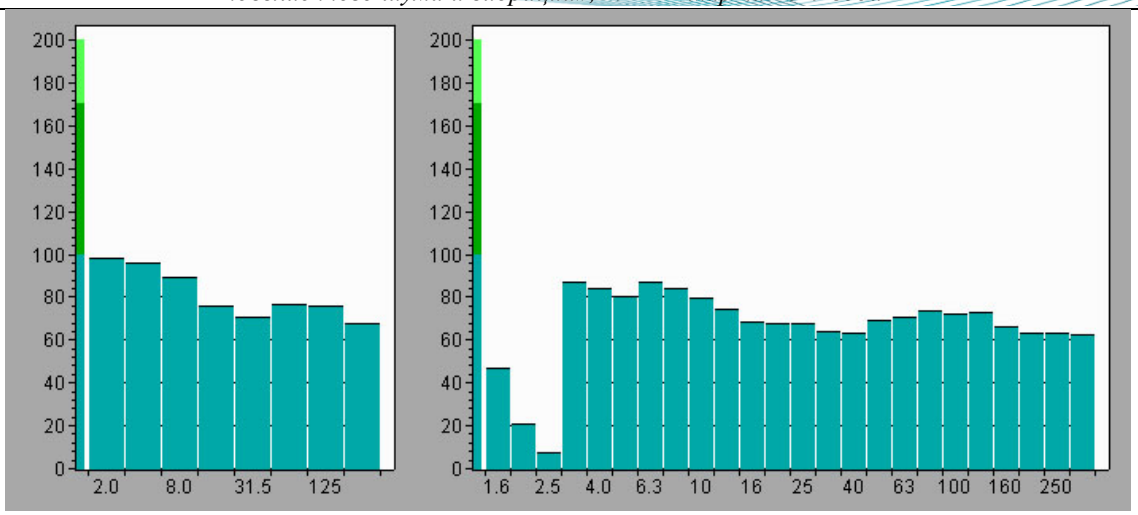


Рис. 1. Спектральные характеристики уровней инфразвука для точки №17, Октябрьский район, ул. Ново-Садовая, дом №33 (октавный и третьоктавный диапазоны)

Также получены данные измерений уровней звукового давления по низкочастотному звуку. Их анализ показывает, что для ряда точек наблюдается превышение нормативов.

2.3. Мониторинг уровней инфразвука и низкочастотного шума на территории городского округа Тольятти

На территории городского округа Тольятти было проведено более 150 измерений уровней звукового давления инфразвука и низкочастотного звука в октавной и третьоктавной полосах частот в более чем 50 точках. Измерялись спектральные и эквивалентные значения уровней инфразвука и низкочастотного звука.

Анализ результатов измерений уровней инфразвука на обследуемой территории городского округа Тольятти показал, что превышение нормативных значений по уровню звукового давления инфразвука в октавной и третьоктавной полосах частот выявлено в точках измерений №Ц-12, Центральный район, ул. Родины, д. №36 (на частоте 2 Гц – на 1 дБ, на частоте 4 Гц – на 3 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 2 дБ); №Ц-13, Центральный район, ул. Лесная, д. №46 (на частоте 2 Гц – на 1 дБ, на частоте 4 Гц – на 3 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 3 дБ); №К-1, Комсомольский район, ул. Л. Чайкиной, дом №63 (на частоте 2 Гц – на 11 дБ, на частоте 4 Гц – на 11 дБ, на частоте 8 Гц – на 5 дБ); №К-2, Комсомольский район, ул. У. Громовой, дом №50 (на частоте 2 Гц – на 8 дБ, на частоте 4 Гц – на 7 дБ, на частоте 8 Гц – на 5 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ); №К-3, Комсомольский район, ул. Ярославская, дом №49 (на частоте 2 Гц – на 8 дБ, на частоте 4 Гц – на 6 дБ, на частоте 8 Гц – на 5 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ); №К-4, Комсомольский район, ул. Мурысева, дом №100 (на частоте 2 Гц – на 7 дБ, на частоте 4 Гц – на 6 дБ, на частоте 8 Гц – на 4 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ); №К-5, Комсомольский район, ул. Коммунистическая, дом №87 (на частоте 2 Гц – на 7 дБ, на частоте 4 Гц – на 6 дБ, на частоте 8 Гц – на 4 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ); №К-6, Комсомольский район, ул. Матросова, дом №1 (на частоте 2 Гц – на 6 дБ, на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 4 дБ, на частоте 16 Гц – на 2 дБ); №К-7, Комсомольский район, ул. Громовой, дом №20 (на частоте 2 Гц – на 6 дБ, на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 2 дБ); №К-8, Комсомольский район, ул. З. Космодемьянской, дом №34 (на частоте 2 Гц – на 6 дБ, на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 3 дБ); №К-9, Комсомольский район, ул. Механизаторов, дом №16 (на частоте 2 Гц – на 5 дБ, на частоте 4 Гц – на 4 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на частоте 16 Гц – на 3 дБ); №К-10, Комсомольский район, ул. Есенина, дом №16 (на частоте 2 Гц – на 5 дБ, на частоте 4 Гц – на 4 дБ, на частоте 8 Гц – на 3 дБ, на

частоте 16 Гц – на 4 дБ); №Ш-5,
Посёлок Шлюзовой, ул. Гидротехническая, дом №23 (на частоте 2 Гц – на 3 дБ, на частоте 8 Гц – на 13 дБ), №Ш-6, Посёлок Шлюзовой, ул. Вокзальная, дом №25 (на частоте 2 Гц – на 8 дБ, на частоте 4 Гц – на 11 дБ, на частоте 8 Гц – на 9 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ); №Ш-7, Посёлок Шлюзовой, ул. Куйбышева, дом №30 (на частоте 2 Гц – на 8 дБ, на частоте 4 Гц – на 9 дБ, на частоте 8 Гц – на 7 дБ, на частоте 16 Гц – на 1 дБ).

В остальных точках измеренные значения уровней инфразвука соответствуют нормативным санитарно-гигиеническим требованиям, но для ряда точек измеренные значения предельно близки к максимально допустимым.

Пример представления спектральных характеристик уровней инфразвука для точки №К-1, Комсомольский район, ул. Л. Чайкиной, дом №63 (октавный и третьоктавный диапазоны) показан на рис. 2.

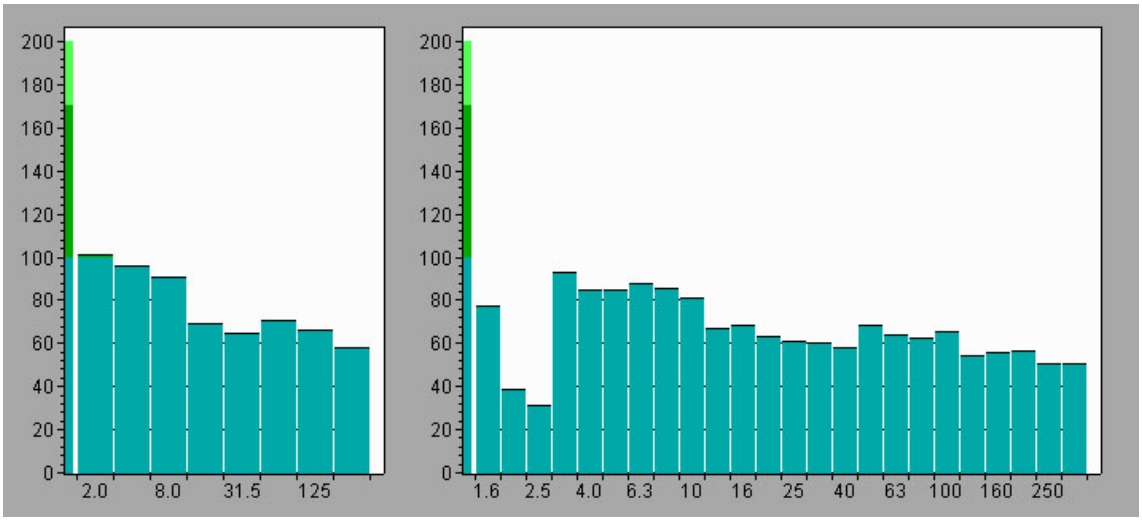


Рис. 2. Спектральные характеристики уровней инфразвука для точки №К-1, Комсомольский район, ул. Л. Чайкиной, дом №63 (октавный и третьоктавный диапазоны)

Кроме того, проводились измерения значений низкочастотного звука им инфразвука на действующих и реконструируемых производственных площадках г.о. Тольятти и на территории санитарно-защитной зоны Северного промышленного узла г.о. Тольятти. В ряде точек измерений выявлено превышение нормативных значений.

2.4. Мониторинг уровней инфразвука и низкочастотного шума на территории городского округа Жигулевск

На территории городского округа Жигулевск было проведено более 40 измерений уровней звукового давления инфразвука и низкочастотного звука в октавной и третьоктавной полосах частот в более чем 20 точках. Измерялись спектральные и эквивалентные значения уровней инфразвука и низкочастотного звука.

Анализ результатов измерений уровней инфразвука на обследуемой территории городского округа Жигулевск показал, что превышения нормативных значений по уровню звукового давления инфразвука в октавной и третьоктавной полосах частот не выявлено. Все измеренные значения уровней инфразвука соответствуют нормативным санитарно-гигиеническим требованиям, но для ряда точек измеренные значения предельно близки к максимально допустимым.

2.5. Мониторинг уровней инфразвука и низкочастотного шума на территории городского округа Сызрань

На территории городского округа Сызрань было проведено более 50 измерений уровней звукового давления инфразвука и низкочастотного звука в октавной и третьоктавной полосах частот в более чем 25 точках. Измерялись спектральные и эквивалентные значения уровней инфразвука и низкочастотного звука.

Анализ результатов измерений уровней инфразвука на обследуемой территории городского округа Сызрань показал, что превышение нормативных значений по уровню звукового давления инфразвука в октавной и третьоктавной полосах частот выявлено в точках измерений №11, ул. Советская, дом №104 на частоте 4 Гц – на 3 дБ, на частоте 8 Гц – на 9 дБ); №14, пр-т 50 лет Октября, дом №79 (на частоте 4 Гц – на 3 дБ, на частоте 8 Гц – на 17 дБ); №15, ул. Металлистов, дом №27 (на частоте 2 Гц – на 3 дБ, на частоте 8 Гц – на 13 дБ); №16 г. Сызрань, ул. Шухова, дом №10 (на частоте 2 Гц – на 11 дБ, на частоте 4 Гц – на 11 дБ, на частоте 8 Гц – на 10 дБ); №22, ул. Энергетиков, дом №11 (на частоте 4 Гц – на 5 дБ, на частоте 8 Гц – на 5 дБ, на частоте 16 Гц – на 3 дБ).

В остальных точках измеренные значения уровней инфразвука соответствуют нормативным санитарно-гигиеническим требованиям, но для ряда точек измеренные значения предельно близки к максимально допустимым.

Проведены также измерения на обследуемой территории городского округа Сызрань уровней звукового давления по низкочастотному звуку. Их анализ показывает, что для ряда точек наблюдается превышение нормативов.

Таким образом, по результатам мониторинга уровней инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированной территории Самарской области можно сделать общий вывод, что в ряде точек измерений наблюдается значительное превышение установленных санитарно-гигиенических норм по воздействию инфразвука и низкочастотного звука.

3. Методы снижения негативного воздействия инфразвука и низкочастотного звука

В настоящее время классификация методов снижения шума и инфразвука является достаточно разветвленной и многообразной [1-3, 9, 11, 14 и др.]. В широком плане средства защиты от шума и инфразвука и можно подразделить на средства коллективной и индивидуальной защиты. В первую очередь нужно использовать коллективные средства и методы, которые классифицируются следующим образом:

1. Архитектурно-планировочные методы:
- рациональные акустические решения планировок производственных помещений и генеральных планов объектов;
- рациональное размещение технологического оборудования;
- рациональное размещение рабочих мест;
- создание шумозащитных зон.

2. Акустические средства:
- средства звукоизоляции;
- средства звукопоглощения;
- средства виброизоляции;
- глушители шума.

3. Организационно-технические методы:
- применение малошумных технологических процессов;
- оснащение шумных машин средствами дистанционного управления и автоматического контроля;
- совершенствование технологии ремонта и обслуживания машин;

- применение малошумных машин, изменение конструктивных элементов машин;
- использование рациональных режимов труда и отдыха.

По отношению к источнику шума и инфразвука все средства коллективной защиты можно подразделить на следующие:

- снижающие шум и инфразвук в источнике образования;
- снижающие шум и инфразвук по пути от источника к точке наблюдения или расчётной точке.

По другой классификации, основные меры по защите от шума и инфразвука сводятся к следующим:

- законодательные (принятие государственных законов о шуме и инфразвуке и муниципальных законов о тишине);
- организационные (вынос шумных предприятий за городскую черту, организация рационального движения транспорта, проведение профилактического ремонта подвижного состава, ремонт автодорог и пр.);
- снижение шума и инфразвука в источнике (замена дизельных автомобилей электромобилями, новые бесшумные строительные технологии, повышение быстроходности работы двигателей, установка глушителей систем вентиляции метрополитена или компрессорных и т.д.);
- установка на пути распространения шума и инфразвука звукозащитных сооружений и звукоизолирующих ограждений.

Звукоизолирующие конструкции очень эффективны в высоко- и среднечастотном диапазоне. Однако для снижения низкочастотного шума и инфразвука, как показано в ряде работ, использование звукоизолирующих конструкций зачастую недостаточно.

По мнению автора, наиболее универсальным является энергетический подход к классификации методов снижения низкочастотного шума и инфразвука, учитывающий затраты дополнительной энергии на снижение шума. По этому признаку можно выделить четыре основные группы классификации устройств снижения шума и инфразвука: активные системы, пассивные системы, активно-пассивные и гибридные (активно-пассивные) системы.

Активные системы используют дополнительную энергию и вносят её в систему. С точки зрения теромодинамики, внесение активной энергии может превратить стабильную систему в нестабильную. Для работы активных систем требуются источник энергии и электронный блок преобразования характеристик активного источника, что делает их конструкцию несколько усложненной по сравнению с традиционными пассивными системами.

Пассивные системы снижения шума используют только пассивные элементы и не добавляют энергию в систему. Они могут поглощать энергию или изменять импеданс источника так, чтобы нежелательная энергия не создавалась. Другими словами, пассивные системы контроля не превращают стабильные системы в нестабильные. Имеется много методов пассивного контроля, включая узлы, настроенные абсорберы, резонаторы и др. Использование пассивных систем глубоко разработано. В настоящее время существует много эффективных и недорогих пассивных решений. В современной практике разработки устройств снижения шума и инфразвука предполагается, что использование активной компенсации шума целесообразно только тогда, когда пассивные методы недостаточно эффективны.

Адаптивно-пассивные системы предполагают использование пассивных элементов, которые могут быть подобраны таким образом, чтобы их характеристики могли быть оптимизированы для определенного специфичного диапазона условий. Так как пассивные методы построены на пассивных элементах, они не могут добавлять энергию в систему и не могут, другими словами, превращать стабильные системы в

нестабильные. Вероятно, наиболее эффективные адаптивно-пассивные решения были разработаны для узкополосных применений (например, адаптивные резонаторы Гельмгольца). Однако адаптивно-пассивные применения могут также быть и широкополосными.

Одним из особенно эффективных подклассов адаптивно-пассивных систем является так называемая полуактивная система контроля. Эти системы выполнены из пассивных компонентов с адаптивными параметрами. Однако для полуактивных систем параметры изменяются в той же самой пропорции, что и возбуждение. Результирующая система контроля более полезна и усложнена, чем системы контроля для типичных адаптивно-пассивных применений, которые изменяются только в той пропорции, в которой изменяется и окружающая среда. Полуактивная система не может добавлять энергию в систему, и, таким образом, не будет вызывать нестабильности. Исполнение этих устройств может быть выполнено достаточно близко к исполнению активных систем для применений, где активная система будет нуждаться в очень небольшой внешней энергии.

Гибридные активно-пассивные системы – это наиболее перспективный вид устройств снижения шума. Системы активного снижения шума в чистом виде используются относительно редко. Большинство так называемых активных систем являются комбинацией активных систем и пассивных систем, то есть активно-пассивным гибридом. Например, является общепринятым, что системы активного снижения шума применительно к каналам будут использовать огороженные громкоговорители, где ограждение оптимизировано так, что энергия, требуемая для электронной системы, минимальна. Ограждение работает как пассивный элемент параллельно с активной системой.

Мероприятия по уменьшению шума и инфразвука селитебных территорий, вызванного транспортными потоками и стационарными энергетическими установками, можно условно подразделить на несколько больших групп:

1. *Градостроительные и строительно-акустические методы борьбы с шумом и инфразвуком*: рациональная акустическая планировка жилых массивов, производственных предприятий и магистралей, создание шумозащитного озеленения улиц, повышение звукоизолирующих качеств зданий, разработка шумозащитных экранирующих сооружений, формирование систем группового расселения на базе массового скоростного пассажирского транспорта с четкими функциональным зонированием территории, удаление жилой застройки от источников шума, использование композиционной группировки зданий и др.

Необходимо уже на стадии разработки генплана определять местоположение и количество потенциальных источников шума и инфразвука, ожидаемые уровни шума и инфразвука. В результате при разработке детальной планировки можно определять размеры дискомфортных территорий, наиболее шумоопасные места, устанавливать необходимые размеры объектов шумозащиты и санитарно-шумозащитные зоны от источников шума и инфразвука до селитебных территорий, обосновывать другие мероприятия.

Сеть улиц и дорог должна представлять единую систему, обеспечивающую хорошие связи со всеми функциональными зонами города и другими населенными пунктами системы группового расселения. Скоростные дороги и дороги грузового движения рекомендуется размещать в тоннелях, выемках или при соблюдении необходимых разрывов. При проектировании сети улиц и дорог следует предусмотреть максимально возможное укрепление территорий, увеличение ширины улиц, уменьшение количества перекрестков, уклонов, устройство плавных криволинейных сопряжений дорог, ограничение сквозного движения транспорта на территории жилых районов, обеспечить экранирование зоны жилой застройки.

Эффективность обычных акустических экранов для снижения низкочастотного шума и инфразвука крайне невысока. Поэтому следует использовать гибридные акустические экраны.

2. *Административно-организационные мероприятия по снижению шума.*

К этой группе шумозащитных мероприятий относятся прежде всего мероприятия по снижению уровней шума и инфразвука за счет снижения интенсивности и шумности транспортных потоков. Например, при организации грузовых перевозок выделяют категории грузов: промышленные, строительные, потребительские, топливные, по очистке города, и предусматривают для их транспортировки специальные дороги минуя общегородские центры. Вопросы менеджмента транспортного потока должны включать также обеспечение комфорта населения в дневное и ночное время, прогнозирование уровней транспортного шума и инфразвука в новостроящихся микрорайонах, уменьшение интенсивности шума и инфразвука в наиболее опасных участках и др.

К другим организационно-административным мерам относятся:

* улучшение содержания дорог, применение менее шумных типов уличных покрытий;

* обеспечение на магистралях рациональной скорости движения;

* обеспечение, а подчас и исключение движения автомобильного, особенно грузового, транспорта в центральных районах города и на улицах жилой застройки (устройство пешеходных зон, вывод транзитного транспорта из объездной дороги, установление одностороннего движения, ограничение ночного движения и др.);

* улучшение условий движения на перегонах и пересечениях (пересечение в разных уровнях и др., выделение полос общественного транспорта, разметка дорог, обеспечение кратных расстояний между пересечениями транспортных потоков для организации регулирования движения по принципу "зеленая волна" и др.);

* максимальное развитие общественного транспорта и повышение его конкурентоспособности с индивидуальными по скорости и комфорту.

3. Использование технических средств снижения акустического излучения.

Одним из наиболее эффективных мероприятий является снижение шума техническими средствами: путем установки глушителей шума, капсулирования корпуса автомобильного двигателя, снижения шума впуска автомобилей, шума шин и др. Серьезно стоит вопрос о создании малошумных грузовых автомобилей и автобусов на стадии проектирования. Кроме того, сюда входят мероприятия по снижению шума тракторов, строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин, снижению шума от промышленных предприятий, снижению шума от систем вентиляции и кондиционирования, повышению звукоизоляции зданий и сооружений и др.

Для этой группы мероприятий необходимо использование метода активной компенсации звука. Так, распространение шума внутрь жилых помещений происходит через ограждающие конструкции, общая звукоизоляция которых определяется наиболее слабыми в акустическом отношении элементами, т. е. окнами и балконными дверями. На основе метода активной компенсации звука разработаны специальные системы по снижению проникновения в жилые помещения низкочастотного шума через окна и двери. Такие системы позволяют осуществлять даже избирательное подавление шума: пропускать щебет птиц, но снижать низкочастотный шум от транспорта и промышленных предприятий.

Глушители шума играют важную роль в снижении аэродинамического шума (в основном шума всасывания и выхлопа) как стационарных, так и передвижных энергетических установок. Глушители должны, с одной стороны, преграждать путь шуму, с другой - оказывать как можно меньшее сопротивление потоку газа, движущемуся по трубопроводу. Для автомобильных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) они являются

обязательным штатным средством, устанавливаемом в газо-выпускных трактах. Широко применяются глушители в системах вентиляции, на всасывании ДВС и компрессоров, в системах выпуска пневмоинструмента и промышленных установок с пневмосистемами, в воздухозаборном и выпускном тракте газотурбинных установок и пр. Насчитываются десятки типов конструкций глушителей шума.

Глушители шума подразделяются по принципу действия на диссипативные, реактивные, комбинированные, активные и гибридные.

В последнее время все большее применение получают активные глушители шума, принцип действия которых заключается в формировании звукового сигнала той же амплитуды и частоты, что и нежелательный звук, но противоположного по фазе, и гибридные (активно-пассивные).

Важным фактором виброакустического воздействия на окружающую среду и жилые массивы в условиях современного промышленного города являются производственные предприятия машиностроения, химической промышленности, объекты энергетики и др. Интенсивное акустическое излучение создают силовые энергетические установки, выбрасывающие в окружающую среду газовоздушные смеси: низкооборотные компрессорные установки, воздуходувки, стационарные двигатели внутреннего сгорания, системы вентиляции и пр. [2, 6-9, 14]. Особенно серьезную проблему представляет борьба с низкочастотными шумами поршневых машин, широко используемых в различных отраслях промышленности.

Для снижения вентиляционного шума можно рекомендовать следующие основные мероприятия:

1. Уменьшение уровня звуковой мощности источника шума L_p, что в условиях эксплуатации достигается заменой шумного, устаревшего оборудования, выбором оборудования с лучшими шумовыми характеристиками, правильным расчетом режима его работы и т.д. Например, при подборе вентилятора необходимо стремиться к тому, чтобы его к.п.д. был максимальным; сброс сжатого воздуха, газа или пара должен быть растянут во времени и т.п.
2. Правильная ориентация источника шума или места излучения шума по отношению к рабочему месту для снижения показателя направленности G. С этой целью устройства для забора и выброса воздуха и газовоздушной смеси аэродинамических установок следует устанавливать так, чтобы излучение шума шло в противоположную сторону. Снижение шума за счет правильной ориентации может быть определено как $\Delta L = G_1 - G_2$, где G_1 и G_2 - показатели направленности излучения шума соответственно воздухозаборным или выхлопным устройствами при их неправильной и правильной ориентации в сторону рабочего места.
3. Размещение источника шума на возможно удаленном от рабочего места расстоянии.
4. Использование средств звукопоглощения при выполнении акустической обработки шумных помещений, через окна которых шум излучается в атмосферу.
5. Использование метода активного шумоглушения для снижения вентиляционного шума. Исполнителем разработана конструкция активного глушителя вентиляционного шума, включающая использование помехозащищенных кассет активных источников звука. Конструкция патентуется.
6. Установка реактивных глушителей шума в воздуховодах вентиляторов.

Основным внешним источником шума, воздействующим на селитебную территорию Самарской области, является автомобильный транспорт. С учетом непрерывного роста автомобильного парка города в настоящее время проблема транспортного шума становится ещё более актуальной.

Практика показывает, что эффективного снижения транспортного шума можно достичь в результате проведения комплексных мероприятий, а не какими-то одними методами (техническими, организации дорожного движения и др.).

Важной частью мероприятий являются методы прогнозирования и оценки шума. Поэтому для эффективной борьбы с шумом необходимо не только разрабатывать и внедрять мероприятия по снижению акустического излучения от различных источников городского шума (в первую очередь, транспортного), но и разработать эффективные алгоритмы прогнозирования и расчета городского шума, позволяющие достаточным образом оценить шумовое воздействие транспорта, промышленных предприятий и других источников на селитебную территорию как в дневное, так и в ночное время.

Разработаны предложения по снижению воздействия шума и инфразвука в наиболее акустически неблагополучных зонах Самарской области.

Рекомендуется использование следующего комплекса мероприятий.

1. Усиление звукоизолирующих качеств окон жилых домов, выходящих на автомагистраль.

2. Мероприятия режимного характера по недопущению генерации внутриквартальных источников инфразвука и низкочастотного шума в ночное время.

Известно, что распространение шума внутрь жилых помещений происходит через ограждающие конструкции, общая звукоизоляция которых определяется наиболее слабыми в акустическом отношении элементами, т. е. окнами и балконными дверями. Основным «слабым» элементом ограждающих конструкций зданий являются окна. В режиме вентиляции (с открытой форточкой) звукоизоляция окна не превышает 10 дБА. Обычное двойное окно без специальных мер по звукоизоляции с закрытой форточкой имеет эффективность 20-25 дБА. Такие значения объясняются наличием неплотностей, малой поверхностной массой стекла.

Для увеличения звукоизоляции окон в режиме проветривания рекомендуется применять специальные конструктивные схемы. Например, это использование окон с тройным остеклением, в которых воздух в режиме вентиляции проходит через межстекольное пространство. Эффективность такой конструкции составляет 30 дБА. Перемещением средней створки окно переводится в закрытое состояние, и эффективность окна возрастает до 40-45 дБА. Улучшенной звукоизоляцией обладают пластиковые окна.

В последнее время зарубежными фирмами и организациями интенсивно разрабатывается метод активной компенсации низкочастотного звука и инфразвука. В частности, разработаны специальные системы по снижению проникновения в жилые помещения низкочастотного шума через окна и двери. Такие системы позволяют осуществлять даже избирательное подавление шума: пропускать щебет птиц, но снижать низкочастотный шум от транспорта и промышленных предприятий.

3. Использование шумогасящих дорожных покрытий.

Рекомендации по выбору конкретного типа покрытия связаны с финансовыми возможностями и должны приниматься совместно со специалистами транспортных управлений мэрий городских округов Самарской области. Предварительная проработка показывает, что предпочтительным в данном случае является использование многослойных покрытий, обеспечивающих помимо звукопоглощения хорошие показатели по прочности, трещиностойкости и сцеплению с колёсами транспортных средств.

Снижение шума наземного транспорта путем использования шумогасящих дорожных покрытий является одним из весьма перспективных методов. При этом на характеристики шума транспортных потоков существенным образом влияют состав и

состояние дорожного покрытия. Так, бетонное покрытие на 2-3 дБА более шумно, чем асфальтовое; в дождь шум потока может возрасти на 5-6 дБА, а в снегопад снизиться на 3-5 дБА.

4. Использование различных типов шумозащитных экранов.

В качестве широких акустических экранов, обеспечивающих снижение шума в жилой застройке как за счет высоты, так и существенного дополнительного затухания на широком свободном ребре акустических экранов, могут рассматриваться высотные жилые дома по ул. Вокзальной, выемки, насыпи, нежилые здания различного назначения.

Весьма эффективным мероприятием является использование тоннелей, построенных открытым способом или щитовой проходкой. Помимо снижения уличного шума, использование подземного пространства для прокладки магистралей улучшает условия передвижения населения, способствует формированию здоровой, удобной и эстетически привлекательной городской среды, и отравления воздуха выхлопными газами автомобилей.

Наиболее распространено использование акустических экранов-стенок, которые могут иметь самое разнообразное конструктивное исполнение и изготавливаться из различных материалов. Простые стенки изготавливаются из таких материалов, как бетон, дерево и др. Основной недостаток таких конструкций - наличие звукоотражающего эффекта, который усиливается при параллельной установке подобных сооружений. Эффективность акустических экранов этого типа не превышает 5-12 дБА. Указанных недостатков лишены акустические экраны со звукопоглощением. Они изготавливаются сборно-разборными, как правило, из металла. Основным элементом таких акустических экранов является акустическая панель со звукопоглощающим материалом (ЗПМ). Эта панель имеет щелевую перфорацию со стороны источника звука. Наличие ЗПМ в конструкциях таких акустических экранах увеличивает их эффективность не менее, чем на 3-5 дБА.

Однако в области инфразвука и низкочастотного шума традиционные типы звукопоглощающих экранов неэффективны, так как использование звукопоглощающих материалов дает достаточно ощутимый эффект заглушения в средне- и высокочастотном диапазоне шума. Дополнительное использование активных компенсаторов в этой конструкции дает возможность значительно снизить низкочастотный шум и инфразвук. В рамках выполнения данного проекта разработана конструкция гибридного акустического экрана, содержащего, наряду со звукопоглощающим материалом, активные излучатели звука, расположенные на определенных расстояниях друг от друга и рассчитанные на снижение низкочастотного шума, обусловленного эффектом дифракции акустического экрана. Снижение шума в данной конструкции достигается не только за счет экранирующего эффекта, но и применения как минимум двух независимых контроллеров с использованием многоканального адаптивного сигнала для минимизации суммы среднеквадратичных значений уровней звукового давления в точках, расположенных вдоль дифракционной кромки акустического экрана. Типовая конструкция гибридного акустического экрана показана на рис. 3.

Гибридные акустические экраны, сочетающие заглушающие свойства акустических панелей со звукопоглощающим материалом и активных глушителей шума, излучающих звук в противофазе заглушаемому шуму, целесообразно, в том числе, использовать там, где необходимо достичь заглушения шума по всему частотному диапазону (в больничных корпусах, школьных классах и пр.).

Разработанная конструкция гибридного акустического экрана, содержащего как звукопоглощающие элементы, так и систему активной компенсации низкочастотного шума и инфразвука, в настоящее время патентуется.

Поскольку внедрение вышеуказанного мероприятия существенным образом затрагивает внешний облик городов Самарской области, то при принятии окончательного

решения о целесообразности внедрения данного мероприятия необходимы обязательные консультации специалистов управлений архитектуры.

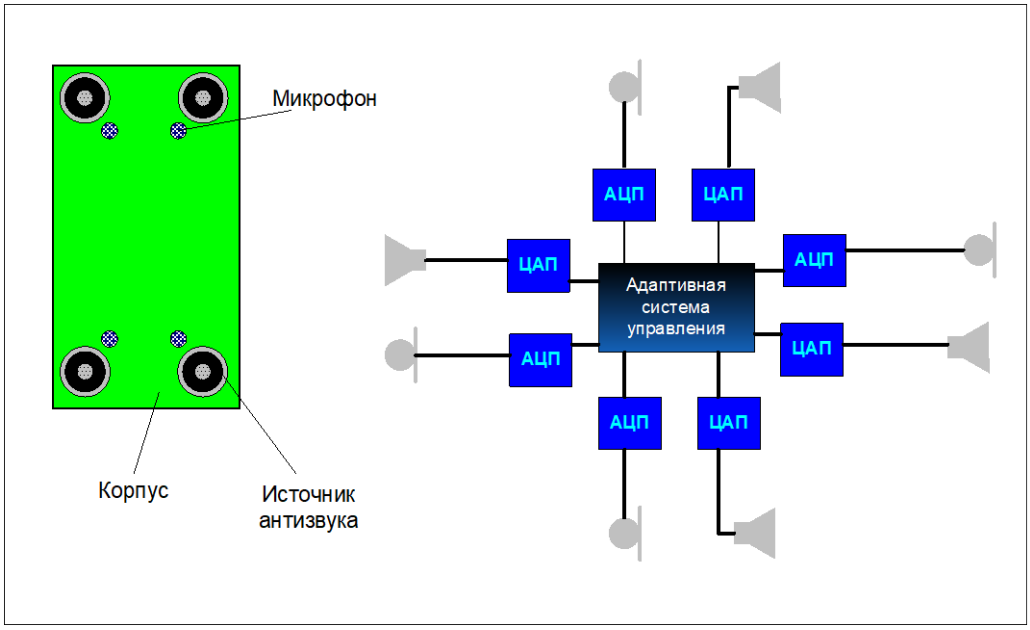


Рис. 3. Конструкция гибридного акустического экрана

Для принятия окончательного решения о целесообразности установки различных типов акустических экранов для тех или иных помещений необходимо проведение дополнительных акустических измерений внутри помещений. Необходимо также улучшить звукоизолирующие качества окон жилых домов.

5. Шумозащитное зонирование.

Принцип шумозащитного зонирования заключается в следующем. Наиболее шумные транспортные магистрали города следует рассматривать как «транспортные коридоры», основная задача которых – транспортировка людей и грузов. Они отрицательно влияют на окружающую среду (шум, загазованность воздуха) и должны быть визуально изолированы от окружающей застройки. Это должно найти отражение в архитектурно-планировочных решениях застройки. Соблюдение принципа зонирования, обеспечивающего отделение шумных источников от селитебных территорий, позволяет значительно снизить воздействие шума по всему частотному диапазону.

Наряду с рекомендованными выше предложениями, для эффективного снижения низкочастотного шума и инфразвука в урбанизированных территориях Самарской области следует рекомендовать:

- вынос шумных предприятий за черту жилой застройки;
- строительство специальных шумозащитных жилых зданий;
- использование административно-организационных мероприятий по снижению уровней шума за счет снижения интенсивности и шумности транспортных потоков.

Весьма эффективным мероприятием по снижению транспортного шума является развитие альтернативного транспорта, а также более интенсивное использование общественного транспорта.

Как альтернатива автомобильному транспорту, может быть предложено развитие использования велосипедного транспорта. Велосипедный транспорт весьма распространен в развитых странах Европы: Нидерландах, ФРГ, Бельгии, Франции и др., а также в США, Японии. Причем за последние годы его использование не снижается, а, наоборот,

возрастает. Настало время интенсивного развития велосипедного транспорта на всей территории Самарской области. При этом необходимо развивать инфраструктуру для использования велосипедного транспорта, в том числе предусмотреть специальные велосипедные дорожки, места для хранения велосипедов и др.

В целом снижение шума и инфразвука селитебных территорий урбанизированных комплексов до приемлемых гигиенических требований в современных условиях представляет собой сложную научно-техническую проблему, которая может быть решена только комплексными средствами.

Следует понимать, что любое шумозащитное мероприятие, связанное с совершенствованием конструкции автомобилей, организацией дорожного движения или ограничением распространения низкочастотного шума и инфразвука в жилую застройку, требует для своей реализации дополнительных затрат. Поэтому при выборе тех или иных мероприятий по снижению воздействия низкочастотного шума и инфразвука необходимо сопоставление затрат на их осуществление с эффектом, получаемым за счет уменьшения ущерба народному хозяйству от повышенных уровней шума и инфразвука в жилой застройке.

Заключение

Проведен анализ основных источников инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий. Для городских округов Самарской области характерно наличие ряда интенсивных источников инфразвука (транспорт, низкооборотные компрессорные установки и другое технологическое оборудование, шум систем вентиляции и кондиционирования и др.), оказывающих значительное воздействие на прилегающую селитебную территорию. Характерным свойством инфразвуковых колебаний является их распространение на значительные расстояния с незначительным затуханием. Проблема усугубляется тем, что ряд участков селитебной территории Самарской области недопустимо близко примыкает к источникам инфразвука. Поэтому повышенному воздействию инфразвука, по всей видимости, подвергается не менее половины населения городских округов Самарской области.

Рассмотрены результаты мониторинга инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий на примере Самарской области. По результатам мониторинга можно сделать общий вывод, что в ряде точек измерений наблюдается значительное превышение установленных санитарно-гигиенических норм по воздействию инфразвука и низкочастотного звука.

Описаны методы снижения негативного воздействия инфразвука и низкочастотного звука в условиях урбанизированных территорий. В целом снижение шума и инфразвука селитебных территорий урбанизированных комплексов до приемлемых гигиенических требований в современных условиях представляет собой сложную научно-техническую проблему, которая может быть решена только комплексными средствами.

Список литературы

1. Борьба с шумом на производстве. Справочник под ред. Е.Я. Юдина. - М.: Машиностроение, 1985. - 399 с.

2. Васильев А.В. Снижение шума и вибрации легковых автомобилей. Учебное пособие для студентов вузов. Гриф УМО вузов по инженерному политехническому образованию. Издание Тольяттинского государственного университета, г. Тольятти, 2006 г., 132 с., ил.

3. Васильев А.В. Снижение шума транспортных потоков в условиях современного города. В ежемесячном научно-техническом журнале "Экология и промышленность России", №6, июнь 2004 г., с. 37-41.

4. Васильев А.В. Анализ шумовых характеристик селитебной территории г. Тольятти. В ежемесячном научно-техническом журнале "Экология и промышленность России", №4, апрель 2005 г., с. 20-24.

5. Васильев А.В. Перспективы использования активной компенсации для снижения низкочастотного шума и вибрации в условиях производства. "Безопасность труда в промышленности", №10, 2004 г., с. 47-51.

6. Васильев А.В. Акустическое моделирование и комплексное снижение шума автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Монография – Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2004. – 296 с.

7. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации в газоводах энергетических установок с использованием метода активной компенсации: Монография - Санкт-Петербург, издательство Санкт-Петербургского политехнического университета, 2004. – 294 с.

8. Васильев А.В. Акустика автомобильных двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие. Гриф Минобрнауки РФ. г. Тольятти, изд-во Тольяттинского государственного университета, 2005 г., 284 с.

9. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации силовых и энергетических установок. «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, том 5, №2, июль – декабрь 2003 г., с. 419-430.

10. Васильев А.В. Классификация систем активной компенсации шума и вибрации. В ежемесячном научном журнале "Наука - производству", №4, апрель 2004 г., с. 63-65.

11. Васильев А.В. О принципах классификации систем активной компенсации низкочастотного шума и вибрации. «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, Октябрь – Декабрь 2006 г. т.8, №4 (18), с. 1156-1170.

12. Васильев А.В., Розенберг Г.С. Мониторинг акустического загрязнения селитебной территории г. Тольятти и оценка его влияния на здоровье населения. В журнале "Безопасность в техносфере", №3, 2007, с. 9-12.

13. Воробьёв П.В., Иванов Н.И., Рудаков М.Л., Самойлов М.М. Влияние антропогенных физических полей на население большого города. В сб. докладов 4-й Всероссийской научно-практической конференции с международным участием "Новое в экологии и БЖД", 1999, т.1 с. 100-111.

14. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.

15. Инженерная экология и экологический менеджмент: Учебник / М.В. Буторина, Л.Ф. Дроздова, Н.И. Иванов и др. / Под ред. Н.И. Иванова, И.М. Фадина. - М.: Логос, 2004. – 520 с.: ил.

16. Луканин В.Н., Буслаев А.П., Трофименко Ю.В., Яшина М.В. Автотранспортные потоки и окружающая среда. Учебное пособие. М., "ИНФРА-М", 1998.

17. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Промышленно-транспортная экология. Учебник для вузов. М.: Высш. шк., 2001. - 273 с.: ил.

18. Luzzi S., Vassiliev A.V. A Comparison of Noise Mapping Methods in Italian and Russian Experiences. Proc. of International Scientific Conference "Forum Acusticum-2005", Budapest, Hungary, August 29 – September 2 2005, pp.1051-1056.

УДК 534.23
OECD 01.03.A A

Экспериментальные исследования эффективности армированного вибропоглощающего покрытия на основе плёнок из поливинилацетата

В.Ю. Кирпичников[1], И.В. Грушецкий[1], А.И. Сятковский[2], Л.Ф. Дроздова[3]
[1] ФГУП "Крыловский государственный научный центр", Санкт-Петербург
[2] ОАО "Пластполимер", Санкт-Петербург
[3] Балтийский государственный технический университет (БГТУ) "Военмех", Санкт-Петербург

Аннотация

Разработанные плёночные полимерные материалы на основе поливинилацетата обладают эффективным вибропоглощением в широком интервале температур примерно от –5°С до +80°С. При этом температурный диапазон работоспособности конкретного материала составляет примерно 20°С. В статье приведены результаты экспериментальных исследований эффективности разновидностей армированного вибропоглощающего покрытия (ВПП) с диссипативным слоем на основе одного и трёх материалов типов ВПС-2,5, ВПНС-1 и ВПНС-4. Измерения вибрации и демпфируемой пластинчатой конструкции выполнены в воздухе при её различных температурах. Показано, в частности, преимущество ВПП, состоящего из трёх "разнотемпературных" материалов.

Ключевые слова: вибропоглощающие покрытия, полимерные пленки, армированные покрытия, эффективность, спектр

Experimental study of the effectiveness of the absorption reinforced coatings based on film of polyvinyl acetate

V. Yu. Kirpichnikov[1], I.V. Grusheckij[1], A.I. Sjatkovskij[2], L.F.Drozdova[3]*
[1]Federal state unitary enterprise "State Scientific Center Krylovsky, St. Petersburg
[2]Open joint-stock company OAO Plastpolymer, Saint Petersburg,
[3]Baltic State Technical University the " Voenmekh " St. Petersburg

Abstract

Developed film polymeric materials based on polyvinyl acetate have effective vibroabsorption in a wide temperature range from-5° c to +80° c. In doing so, whether a particular temperature range material is approximately 20° c. This article contains the results of experimental research of effectiveness of absorption reinforced coatings with dissipativ layer based on the three material types UPU-2.5,-1 VPNS and VPNS-4. Measurement of vibration and damping plate designs are made in the air when different temperatures. It is shown, in particular, the advantage of WFP, consisting of three "various temperatures" material.

Key words: *vibration-absorbing coatings, polymer films, reinforced coatings, effectiveness, frequency range.*

Введение

Одним из средств улучшения виброшумовых характеристик инженерных конструкций являются армированные вибропоглощающие покрытия (ВПП). Основной недостаток применяемых ВПП с диссипативным слоем из резин и резиноподобных материалов – их большая толщина и масса [1].

В последние годы разработаны ВПП с существенно лучшими характеристиками [2]. Материалом их диссипативного слоя является полимерная плёнка. Наибольшую эффективность в широком диапазоне частот имеют армированные ВПП с полимерной плёнкой из поливинилацетата (ПВА), являющегося "рекордсменом" по вибропоглощению среди существующих материалов.

1. Экспериментальное исследование эффективности армированных ВПП

В работе [3] показано, что разработанные на основе ПВА полимерные плёнки обладают повышенным вибропоглощением в интервале температур от –5°С до +80°С. Однако рабочий диапазон температур каждой конкретной марки плёнки составляет около 20°С, что в ряде случаев недостаточно для её использования в реальных условиях.

Целью выполненной работы являлось экспериментальное исследование эффективности армированных ВПП с диссипативным слоем на основе одной и трёх плёнок с разными рабочими температурами.

В качестве демпфируемой конструкции использовались шесть одинаковых стальных пластин с размерами в плане 0,52×0,38 м и толщиной $3\cdot10^{-3}$ м. Испытания выполнялись при последовательном закреплении пластин на монтажную рамку (Рис. 1). ВПП наносилось на одну из поверхностей пластины. Схема пластин с испытанными ВПП приведена на рис. 2. Площадь ВПП была одинаковой и составляла примерно 60% площади пластины.

Диссипативным слоем ВПП на пластинах с номерами 1, 2 и 3 являлись полимерные плёнки марок ВПС-2,5, ВПНС-4 и ВПНС-1 соответственно. Их рабочие диапазоны температур – примерно от +15°С до +30°С, от –5°С до +15°С и от +30°С до +50°С. Толщина каждой плёнки составляла $0{,}5\cdot10^{-3}$ м и равнялась толщине стального армирующего листа. Пластины 4, 5 и 6 были облицованы ВПП с такими же едиными армирующими листами, одинаковые участки которых в разной последовательности были облицованы полимерными плёнками указанных марок.

Для определения эффективности покрытий сравнивались спектры входной вибровозбудимости пластин в случаях их наличия и отсутствия как при одинаковой, так и при разной температурах образцов во время испытаний. Под входной вибровозбудимостью (A/F, дБ) пластин понимается уровень виброускорения A в дБ относительно порогового значения 10^{-6} м/с^2, измеренный в непосредственной близости к точке возбуждения и соответствующий силе $F = 1$ Н. Возбуждение пластин условно сосредоточенной, нормальной к их поверхности силой осуществлялось в четырёх точках с помощью миниатюрного вибромолотка. Точки измерения A/F, дБ, находились на необлицованной поверхности пластин. в зонах пучностей форм изгибных колебаний на низших резонансных частотах f_{qn} (q и n – целые числа полуволн в направлении длинной и короткой кромок пластины соответственно).

Места расположения точек измерения (Рис. 1):

– точка 1 – геометрический центр (ГЦ) пластины; пучность нечётно–нечётных форм;

– точка 2 – на срединной линии, параллельной длинной кромке, при расстоянии, равном половине её длины от ГЦ и короткой кромки; пучность первой чётно–нечётной формы f_{21} ;

– точка 3 – на срединной линии, параллельной короткой кромке, при расстоянии, равном половине её длины от ГЦ и длинной кромки; пучность первой нечётно–чётной формы f_{12} ;

– точка 4 – на диагонали между ГЦ и углом при одинаковом от них расстоянии; зона пучности низшей чётно–чётной формы f_{22} .

Измерения входной вибровозбудимости каждой пластины выполнялись при отрицательном (–2°С) и двух положительных (+22°С и +40°С) значениях температуры *t* пластин и ВПП (образцов).

2. Анализ полученных результатов

Проанализируем основные результаты измерений. На рис. 3 приведены спектры *A*/*F*, дБ, пластины 1 без покрытия (не зависят от температуры) и с покрытием на основе плёнки ВПС-2,5, измеренные при отрицательной и условно комнатной (+22°С) температурах. Видно, что вибрации этой пластины при комнатной температуре, как и ожидалось, оказались меньше её вибраций при отрицательной температуре. Соответствующая разница в диапазонах частот до 800 Гц и от 800 до 1600 Гц составила примерно 17 и 10 дБ. Несколько худшей (в среднем на ~13 дБ в диапазоне измерений), чем при комнатной температуре, была эффективность покрытия на основе плёнки ВПС-2,5 и при температуре +40°С. Облицовка пластины 1 покрытием, содержащим плёнку ВПС-2,5, уменьшила при t = +22°С уровни резонансных максимумов в спектрах её входной вибровозбудимости в ранее указанных частотных диапазонах на 35–40 дБ и 20–30 дБ соответственно. Примерно такую же эффективность имели покрытия на основе двух других плёнок в их рабочем интервале температур, а именно ВПП с плёнкой ВПНС-1 при t = +40°С и ВПП с плёнкой ВПНС-4 при t = –2°С. Численные соотношения эффективности каждого из этих ВПП при температуре в рабочем и соседнем с ним интервалах принципиально не отличались от ранее указанного соотношения эффективности покрытия, содержащего плёнку ВПС-2,5. Наихудшую эффективность ВПП с плёнкой ВПНС-1 имело при температуре –2°С, а ВПП с плёнкой ВПНС-4 при температуре +40°С. Так, например, при t = –2°С покрытие на основе плёнки ВПНС-1 уменьшило уровни резонансных максимумов в диапазоне до 800 Гц в среднем на величину 11 дБ. Ухудшение эффективности этого покрытия в сравнении с её средней величиной при комнатной температуре составило около 8 дБ.

Типичные измеренные при разных температурных условиях спектры входной вибровозбудимости пластин 4, 5 и 6 при отсутствии (серые линии) и наличии (пунктирная и чёрная линии) ВПП, диссипативный слой которых состоит из трёх плёнок, приведены на рис. 4. Анализ приведённых и подобных спектров *A*/*F*, дБ, показал, что зависимость эффективности каждого испытанного варианта условно комбинированного покрытия от температуры практически отсутствует. При этом все варианты покрытия уменьшают уровни резонансных максимумов в спектрах *A*/*F*, дБ, примерно на одну и ту же среднюю по частотному диапазону измерений величину, мало отличающуюся от ранее приведённой эффективности покрытий на основе одной плёнки в её рабочем интервале температур.

Заключение

В соответствии с приведёнными результатами испытаний были сделаны следующие выводы:

– все армированные вибропоглощающие покрытия с диссипативным слоем на основе одной полимерной плёнки имеют в её рабочем интервале температур практически одинаковую эффективность, бóльшую, чем в соседних температурных интервалах;

– эффективность комбинированных ВПП в разнотемпературных условиях отличается незначительно и оказывается примерно такой же, как эффективность покрытий с одной полимерной плёнкой в её рабочем интервале температур.

Результаты испытаний могут быть использованы при разработке армированных ВПП для уменьшения уровней вибрации и шумоизлучения инженерных конструкций различного назначения.

Авторы благодарят С.Е. Кириллова, Т.Б. Скуратову, А.П. Кощеева, М.В. Игушкину и Е.В. Яковлеву, выполнивших большой объём работы при изготовлении образцов, проведении измерений и оформлении материалов статьи.

Список литературы

1. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979.
2. Алексеев С.А., Сятковский А.И. Вибродемпфирующие свойства полимерных плёнок // Судостроение, журнал. 2015. Вып. 6(823).
3. Кирпичников В.Ю., Кощеев А.П., Смольников В.Ю., Сятковский А.И. Экспериментальные исследования эффективности тонкого армированного вибропоглощающего покрытия на основе полимерной плёнки ВПС // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 2(384).

а)

б)

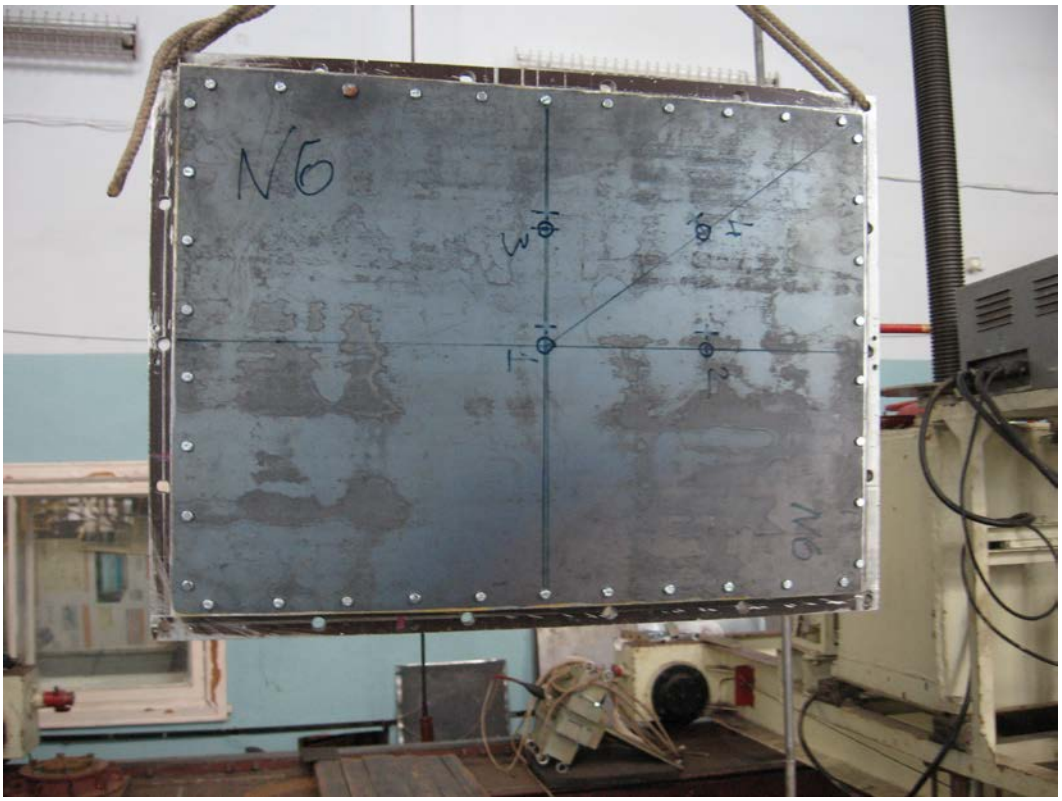


Рис. 1. Фото пластины с видом на облицованную (а) и необлицованную (б) поверхности

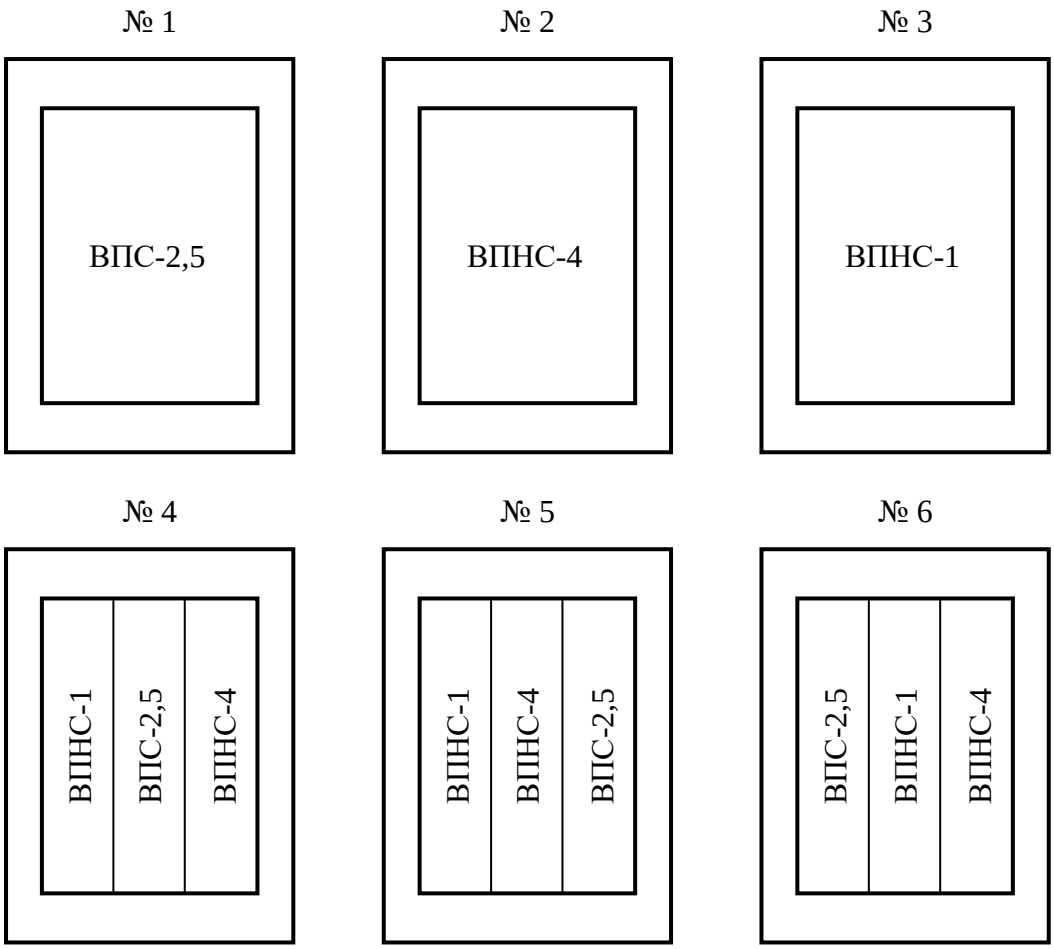


Рис. 2. Схема пластин с армированным ВПП

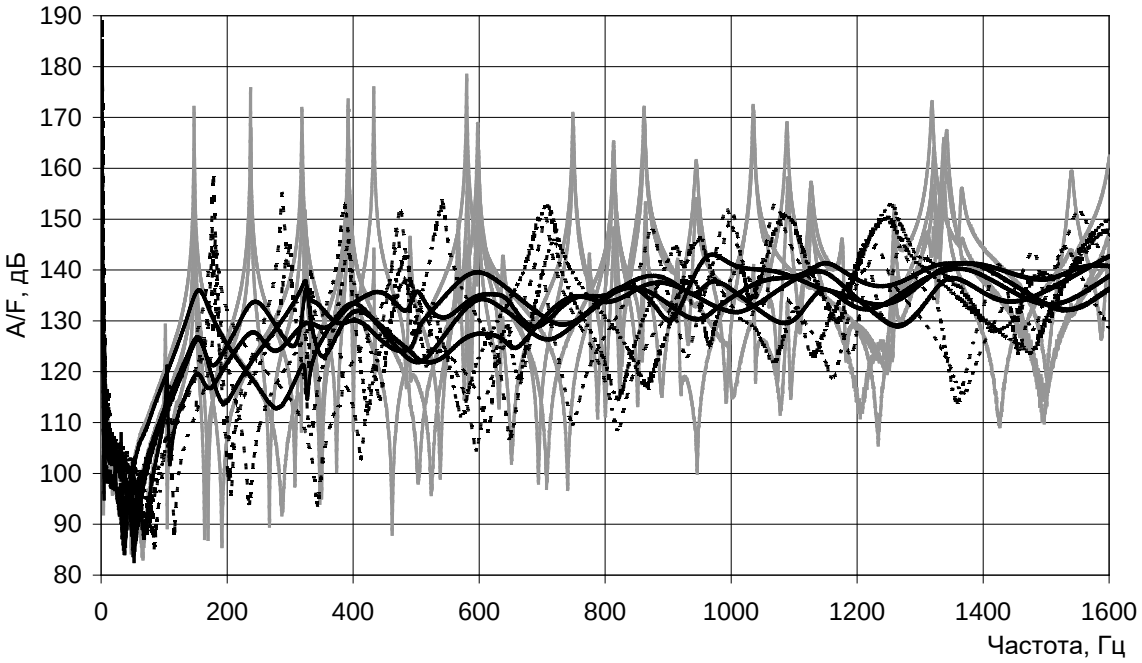


Рис. 3. Спектры входной вибровозбудимости пластины 1 (ВПС-2,5) при отсутствии (серые линии) и наличии ВПП (t = –2^{0}С – пунктирные и t = 22^{0}С – чёрные линии)

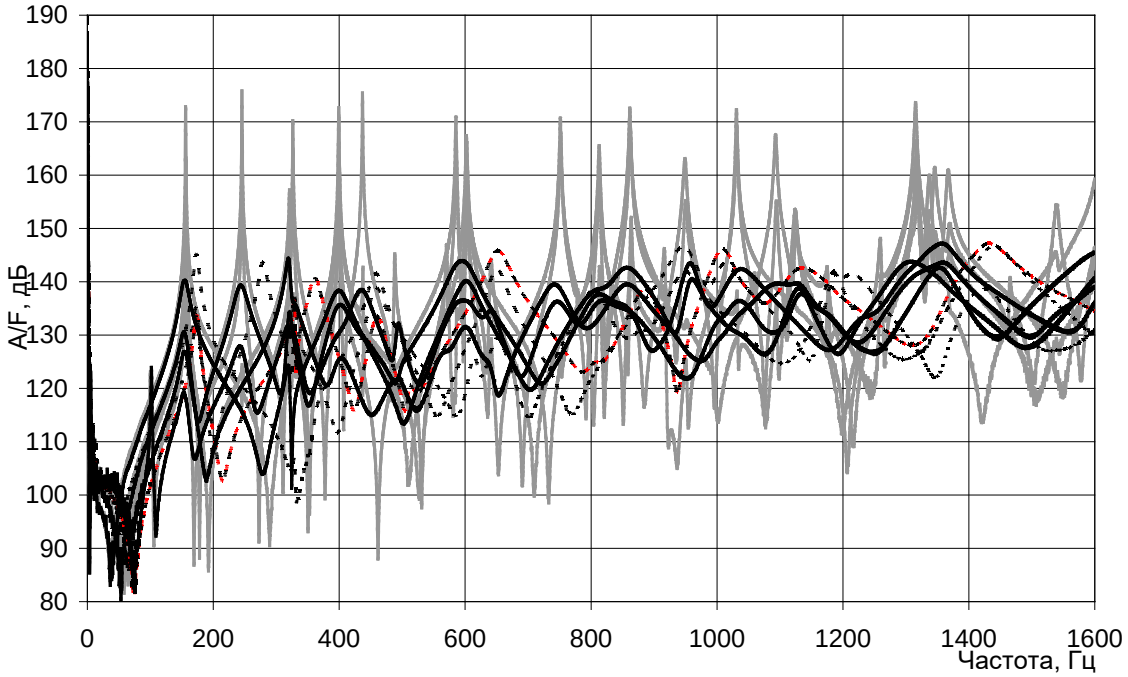


Рис. 4. Спектры входной вибровозбудимости пластины 4 при отсутствии (серые линии) и наличии (–2^{0}С – пунктирные и +22^{0}С – чёрные линии) покрытия

УДК 621.311
OECD 02.01.IM

Проблемы и основные направления снижения шума в энергетике

Тупов В.Б.[1*]
[1]Профессор, Национального исследовательского института «МЭИ», г. Москва, Россия

Аннотация

Рассмотрены проблемы и основные направления снижения шума в энергетике на примере работ выполненных в НИУ «МЭИ» за последние несколько лет. В энергетике, как правило, приходится снижать шум от нескольких групп источников, которые существенно отличаются друг от друга по своим шумовым характеристикам. Показано как с помощью моделирования могут быть определены природа шумообразования отдельных интенсивных источников. Проведенные акустические обследования различных энергетических объектов и выполнение акустических расчетов от них позволили выявить основные группы источники шума и требуемое снижение от них, как на рабочих местах, так и селитебной территории. Показаны оригинальные разработки НИУ «МЭИ» по снижению шума как от отдельного энергетического оборудования, так и совокупности источников, имеющих место в энергетике. Даны результаты испытаний различных устройств по снижению шума.

Ключевые слова: снижение шума, математическое моделирование**,** энергетика.

Problems and main directions of noise reduction in the energy sector

Tupov V.B.[1*]
[1]*Professor, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russia*

Abstract

The problems and the main directions of noise reduction in the energy sector are considered on the example of the work carried out at National Research University "Moscow Power Engineering Institute" (NRU "MPEI") over the past few years. In the energy sector, as a rule, it is necessary to reduce the noise from several groups of sources, which differ significantly from each other. With the help of modeling noise sources, the causes of their noise formation are determined. Acoustic surveys of various energy facilities and the performance of acoustic calculations from them made it possible to identify the main sources of noise and the required reduction from them, both at workplaces and in residential areas. Mainly considered the original development of NRU "MPEI" to reduce noise from both individual power equipment and the totality of sources that occur in the energy sector. The test results of various noise reduction devices are given.

Key words: *noise reduction, mathematical modeling, energy.*

Введение

Проблемы защиты от шума являются одной из наиболее острых, решение которой необходимо для создания комфортной и безопасной среды обитания [1]. Этой теме уделяется большое внимание [2-7]. Вопросы снижения шума занимают важное место во многих производствах: металлургической, химической, строительной и других. Энергетика также является шумным производством, так как эксплуатация основного и вспомогательного оборудования связана с повышенным шумоизлучением [8]. Проблемы снижения шума от энергетического оборудования являются особенно актуальными, если

[*]*Автор корреспондент: Tupovvb@mail.ru (Тупов В.Б.)*

это оборудование находятся рядом с жилыми районами. Законы «Об охране атмосферного воздуха» и «Об охране окружающей природной среды» обязывают осуществления мероприятий по снижению от источников шума до санитарных норм, которые устанавливаются СН 2.2.4/2.1.8.562-96 для рабочих мест и территории жилой застройки (селитебной территории).

Проблемы снижения шума в энергетике связаны с несколькими взаимосвязанными моментами, к которым следует отнести:

- большое количество источников шума;
- высокие уровни излучаемого шума от основного и вспомогательного оборудования;
- различные тональные, частотные и временные характеристики излучаемого шума,
- размещение источников на большой территории и их расположение на различной высоте относительно уровня земли.

Превышение допустимых норм от постоянно работающего энергетического оборудования может достигать для территорий жилых зон 20-30 дБ, а от временных источников — 35-45 дБ [8].

1. Основные направления снижения шума

Энергетика имеет свои особенности по снижению шума, одним из которых является то, что для установленного оборудования основным направлением является его снижение на путях распространения. Важным является определение факторов, влияющих на шумообразование от тех или иных источников шума. На энергетическом объекте имеется как правило несколько групп интенсивных источников, каждая из которых насчитывает десятки единиц. Для каждой группы источников используются определенные меры по шумоглушению. Здесь рассмотрены известные, так и оригинальные мероприятия по снижению шума. Важным моментом при снижении шума от объекта является комплексное применение мер по шумоглушению с учетом всех источников.

Поэтому требуется точное определение источников шума и требуемого снижения шума от них относительно расчетной точки (на территории производственной зоны или жилой застройки). Составление математической модели энергетического объекта позволяет решить поставленную задачу. Выбор наиболее рациональных мероприятий или разработка эффективных средств по шумоглушению в энергетике является важной задачей. Здесь особенно важен комплексный учет различных факторов при разработке мероприятий от нескольких групп источников шума.

Вопросам снижения шума от энергетических объектов посвящено большое количество работ [3-10]. Далее приведем наиболее интересные оригинальные результаты, полученные НОЦ «Снижение шума энергетического оборудования» Национального исследовательского университета МЭИ в 2016-2018 гг. посвященные:

- Влиянию региональных климатических факторов на снижение уровня шума от энергетического оборудования [11];
- Разработке теории малошумного энергетического объекта [12] и комплексному снижению шума от сложного промышленного объекта [13-14];
- Изучению особенностей излучения шума от ГРП и газопроводов от него [15];

Влияние климатических факторов на выбор мероприятий по шумоглушению может быть весьма существенным. При этом проведенные расчеты позволили рассмотреть влияние региональных климатических факторов для всей территории России, на основе обработки данных для 210 городов на ее территории. Актуальность проблемы связана с тем, что капитальные и эксплуатационные затраты на снижение шума энергетического оборудования зависят от величины требуемого снижения.

Известно, что в нормативных документах СНиП–II–12-77 и СНиП 23-03-2003,

действовавших ранее, влияние климатических факторов на определение требуемого снижения уровня шума вообще не учитывалось. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) позволяет учесть влияние температуры и влажности на распространение шума от источника.

Максимальное изменение коэффициента затухания звука в атмосфере определось по среднемесячным температурам и значениям влажности для каждого региона по базе известных климатических данным по формуле:

$$\Delta\alpha = \alpha_{max} - \alpha_{min},$$

где α_{max}, α_{min} – соответственно максимальное и минимальное значение коэффициента звукопоглощения атмосферой в течение года для рассматриваемого города для каждой среднегеометрической частоты.

Для низких (ниже 300 Гц) частот при расстоянии от источника шума до расчетной точки до 1 км влияние климатических факторов несущественно и находится в пределах погрешности расчета по методике ГОСТ 31295.2-2005. Поэтому влиянием региональных климатических факторов на низких частотах можно пренебречь. Для высоких частот, которые приходятся на среднегеометрические частоты 1000–8000 Гц, влияние климатических факторов является определяющим. Например, для среднегеометрических частот 4000-8000 Гц разница между максимальными и минимальными значениями коэффициентов затухания звука в атмосфере составляет соответственно 45.8-113.5 дБ/км.

На рис. 1 *а* показаны изолинии со значением разности между максимальным и минимальным значениями коэффициентов затухания звука в течение года для территории России для среднегеометрической частоты 1000 Гц. Видно, что изолинии в районе Москвы соответствуют 4.1 дБ/км и увеличиваются в районе Урала почти до 8 дБ/км. Наибольшие значения приходятся на районы северо-восточней Якутска и составляют 10.4 дБ/км.

На рис. 1 *б* даны изолинии, соответствующие разности между максимальным и минимальным значениями коэффициентов затухания звука в течение года на территории России для среднегеометрической частоты 8000 Гц. Для этой среднегеометрической частоты имеют место наибольшие изменения от 60 дБ/км для Европейской части до 160 дБ/км северо-восточной части Сибири. Для Европейской части России значения на изолиниях составляют 60–100 дБ/км.

В настоящее время проведены аналогичные расчеты по влиянию климатических условий для других частей мира.

Трехмерная математическая модель энергетического объекта наиболее полно представляет уровни звукового давления от энергетического объекта, по сравнению с двухмерной моделью [14]. Использование соответствующей ориентации источников шума и расположения их на территории энергетических объектов, так и использование глушителей шума, акустических экранов и других мероприятий позволяет во многом решить проблему снижения шума от энергетического объекта до санитарных норм. Ниже приведены примеры для двух станций с газовыми турбинами различной мощности. В первом примере рассматривается излучение шума от станции с газовыми турбинами большой мощности (4 газовых турбины GE-9F.05 мощностью 299 МВт каждая). Общая мощность этой станции составляет 1196 МВт. Во втором примере рассматривается излучение шума от станции с газовыми турбинами малой мощности (8 газовых турбины мощностью1,6 МВт каждая). Общая мощность второй станции равняется 12,8 МВт.

На рис. 2 а показана математическая модель станции большой мощности для первого случая. Здесь цифрой «1» и далее на других рисунках показаны газовые турбины, а цифрой «2» — жилой район.

На рис. 2 *б* приведены результаты акустических расчетов (изолинии уровней шума).

На рис. 3 показаны фрагменты результатов расчетов в окружающем районе в 3D.

На рис. 4 *а* дана модель тепловой электростанции с восемью газовыми турбинами малой мощности с ориентацией воздухозаборов ГТУ на север и на юг, а на рис. 4 *б*

результаты акустических расчетов от этой станции (изолинии уровней шума).

На рис. 5 *а* дана модель тепловой электростанции с восемью газовыми турбинами малой мощности с ориентацией воздухозаборов ГТУ на восток и на запад.

На рис. 5 *б* приведены результаты акустических расчетов от этой станции (изолинии уровней шума). Приведенные примеры наглядно показывают влияние на уровни шума от ТЭС в окружающем районе в зависимости от:

- Мощности газовых турбин и их количества;
- Ориентации оборудования ТЭС по отношению к жилому району;
- Режима работы ТЭС при разном количестве работающего оборудования;
- Расположения жилого района на различном расстоянии относительно станции.

Визуализация акустических расчетов позволяет проследить влияние геометрических характеристик зданий (высоту и длину) на экранирующий эффект от них. Результаты расчетов в окружающем районе в 3D позволяют наглядно увидеть урони шума на различной высоте, что особенно важно для высотных зданий, а также для принятия комплексных решений по снижению шума в энергетике.

Изучение источников шума ТЭС позволило получить важные результаты. Одним из источников интенсивного шума в энергетике являются ГРП и газопроводов от него. Актуальность вопроса связана с тем, что в настоящее время основным топливом для большой энергетики является природный газ. Использование природного газа в энергетике связано со снижением давления газа в главной магистрали газопровода до необходимого перед горелками, обычно с 1—1,2 до 0,05—0,12 МПа газа в газораспределительных пунктах (ГРП). Газораспределительные пункты на крупных ТЭС располагаются в отдельных зданиях. По существующим нормам проектирования на ГРЭС мощностью до 1200 МВт и ТЭЦ мощностью до 900 МВт сооружается один ГРП, при большей мощности их может быть два и более.

Процессы снижения давления в ГРП связаны с повышенным шумоизлучением. Например, уровень звука около ГРП по результатам измерений автора достигает 100-105, а внутри помещения 110-125 дБА [8]. Шум от ГРП и газопроводов после него обусловливается двумя причинами: шумом, прохождение потока природного газа в газопроводе и шумом, возникающим при снижении давлении природного газа в регулирующей арматуре.

СП 42-101-2003 ограничивает скорости природного газа для газопроводов низкого давления 7 м/с , для газопроводов среднего давления -15 м/с и для газопроводов высокого давления 25 м/с.

В [15] показано, что шум, обусловленный прохождением природного газа в регулирующей арматуре существенно больше шума потока природного газа даже при максимальных скоростях допускаемых СП 42-101-2003 для ТЭС. Основным источником шума ГРП является шум от регулирующей арматуры при значительных расходах природного газа.

Шум от регулирующей арматуры излучается от корпуса, а далее через стенки газопровода. Основным источником шумообразования является место, где происходит редуцирование природного газа.

Были проведены измерения на расстоянии 10 м от газопровода. При этом расход природного составил приблизительно 123 тыс. куб. м в час. Результаты акустических измерений показывают, что с расстоянием от ГРП уровень звука существенно снижается. Это доказывает, что основным источником является именно шум от регулирующей арматуры, который распространяется внутри трубы постепенно уменьшаясь. Рассчитать снижение уровня звука, дБА, с расстоянием r, м, от ГРП можно по эмпирической формуле [15]:

$$\Delta L = 14{,}7 \lg r - 14{,}7 \qquad (1)$$

Или $$\Delta L = 14{,}7 \lg(\frac{r}{10}).$$

Здесь r >10 м. Величина достоверности аппроксимации составляет R^2=0,99.

Из результатов акустического обследования следует, что снижение шума по длине газопровода не соответствует снижению шума от точечного источника. В тоже время газопровод нельзя рассматривать как линейный источник с равномерным излучением звуковой энергии по длине.

Полученные результаты по исследованию уровня звука вдоль газопровода имеют важное прикладное значение. Формула (1) показывает, что для выполнения акустических расчетов для расчета уровней звукового давления в окружающем районе и выполнения мероприятий по снижению шума имеет ближайший к ГРП участок. Например, уровень звука на расстоянии 10 м от газопровода при r =230 м будет на 20 дБА меньше, чем на расстоянии при r =10 м от ГРП.

Продолжились научные разработки по снижению шума паровых струй. Для снижения шума источников проводились исследования по использованию абсорбционных глушителей для снижения шума тягодутьевых машин [17-20], а также использованию акустических экранов [21].

Заключение

Проведенный комплекс работ, посвященный различным аспектам теоретического изучения шума, так и практическим вопросам его снижения в энергетике позволяет более успешно решать поставленную задачу его соответствия санитарным нормам.

Список литературы

1. Борьба с шумом на производстве: Справочник/Под общ. ред. Е.Я.Юдина -М.: Машиностроение, 1985. -400 с.

2. Handbook of Noise and vibration Control. Ed. Malcolm J. Crocker. N.Y.: John Wiley and Sons, 2007

3. Иванов Н. И. Защита от шума и вибрации/ Издательство «НИЦ АРТ», 2017. – 268 с.

4. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Иванов Н. И. - 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 201 с.

5. Основы проектирования транспортных шумозащитных экранов. Учеб. Пособие/ И. Л. Шубин, И. Е. Цукерников, Н.Николов, А. Писарски. - М.: ИД «БАСТЕТ», 2015.- 208 с.

6. Тупов В.В., Черешнева О.А Расчет и исследование шума автотранспортного потока шумозащитным экраном// Безопасность в техносфере. 2014. Т. 3. № 5. С. 17-24

7. Шашурин А.Е., Иванов Н. И., Светлов В. В. Снижение шума стационарных источников в жилой застройке технологическими шумозащитными экранами // Безопасность жизнедеятельности. М.: Новые технологии. 2018. №6. С. 16-32

8. Тупов В.Б. Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду: учебное пособие /М.: Издательский дом МЭИ, 2012. – 284 с.

9. Тупов В.Б. Снижение шума от объектов большой и малой энергетики// V Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита населения от повышенного шума и вибрации», 18-20 марта 2015 г. Санкт-Петербург, С.57-66

10.Тупов В.Б. Проблемы снижения шума от энергетического оборудования // Защита от повышенного шума и вибрации: сборник докладов VI Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием, 21-23 марта 2017 г. СПб/ Под ред. Н.И.Иванова, С. 100-109

11.Тупов В.Б., Тараторин А.А.., Скворцов В.С. Влияние региональных климатических факторов на снижение уровня шума от энергетического оборудования//Теплоэнергетика, №11, 2018, С.72-77

12.Tupov V, The theory of a low-noise power facility//24th International Congress on Sound and Vibration, London, UK, July 23-27, 2017

13.Tupov, V.B. Increasing safety of thermal and nuclear power stations energy equipment by reducing noise// IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 891 (2017) 012186 doi :10.1088/1742-6596/891/1/012186

14. Tupov V. B., Taratorin A. A. The Use of Information Technologies in Teaching Environmental Courses, 2018 IV INTERNATIONAL CONFERENCE ON INFORMATION TECHNOLOGIES IN ENGINEERING EDUCATION (INFORINO), 2018

15.Тупов В.Б., Тупов Б.В., Скворцов В.С. Особенности излучения шума от ГРП и газопроводов после него//Электрические станции, №6 (1043), 2018, С.55-57

16. Тупов В.Б. Комплекс мероприятий по снижению шума от ТЭС// Электрические станции. 2013.№3. С.26-31

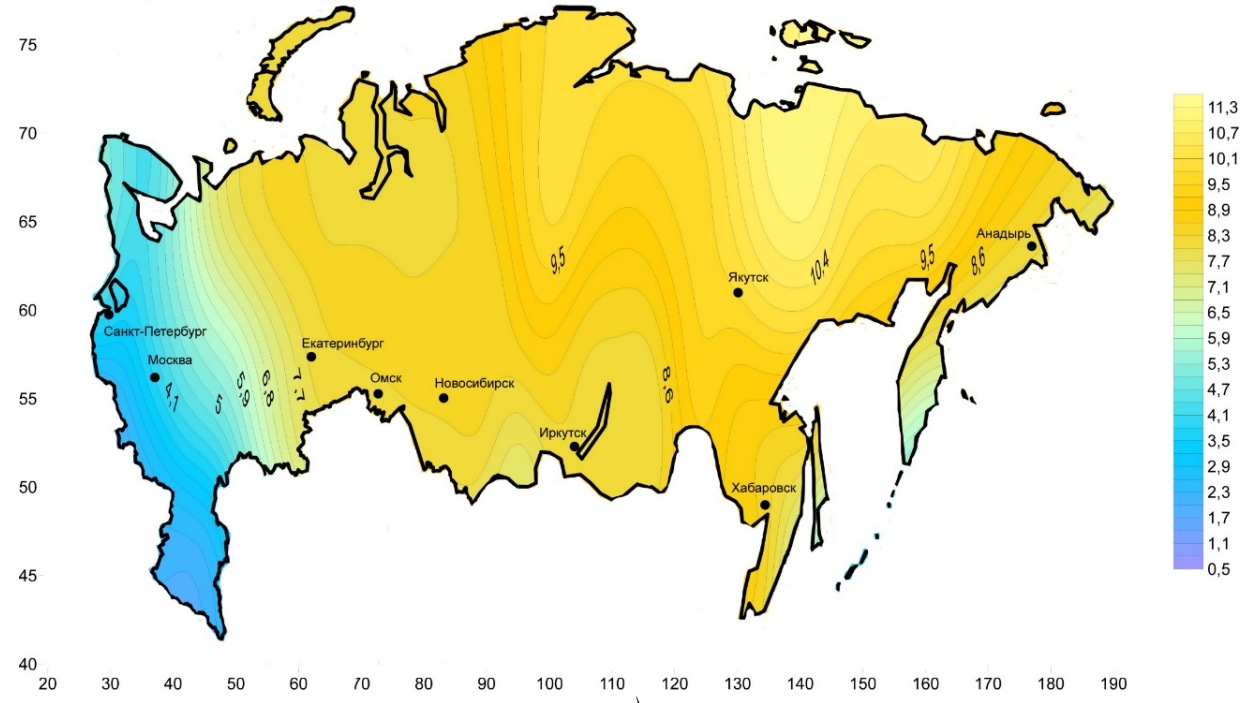
17.Tupov V.B., Tupov B.V., Noise reduction from air intakes of compressors and blower fans, // 45th International Congress on Noise Control Engineering, Hamburg, Germany, 21-24 August 2016 pp. 1446-1452

18.Tupov V.B., Tupov B. V. , Rozanov, D., Influence of Aerodynamic Factors on Silencers of Exhaust Fans// 45th International Congress on Noise Control Engineering, pp. 1453-1460

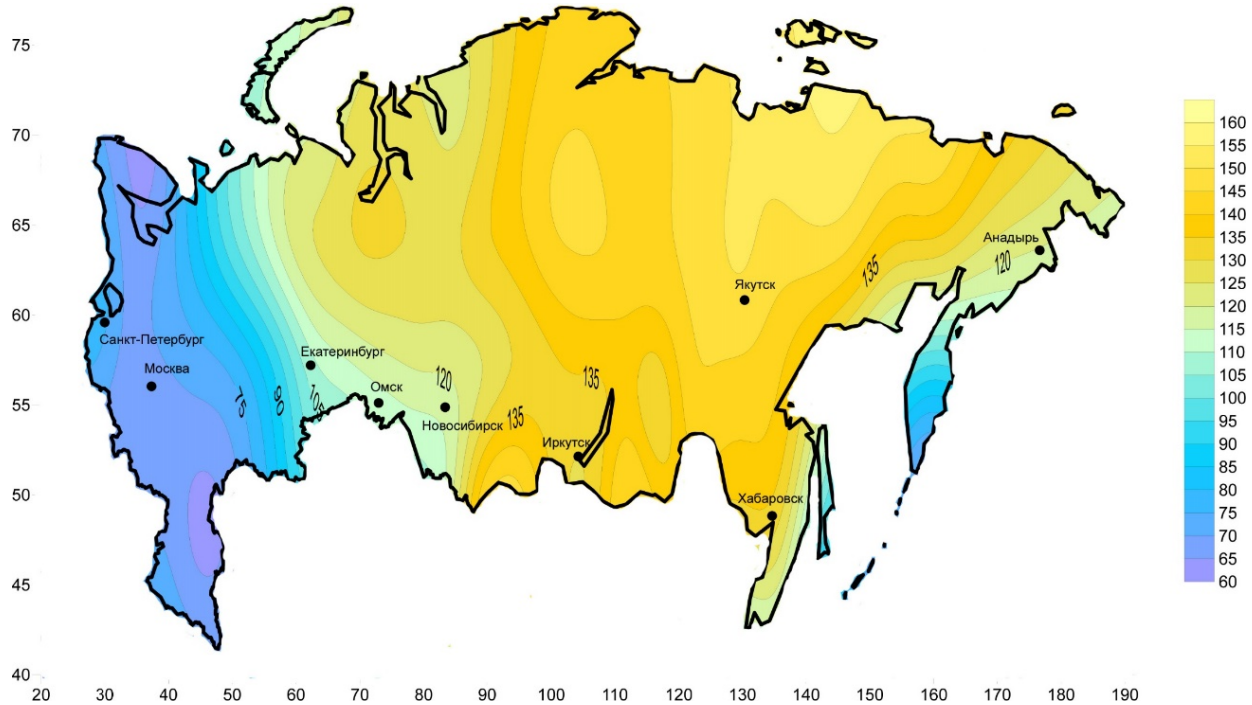
19.Tupov V, Tupov B., Solutions to creating a low-noise power facility//24th International Congress on Sound and Vibration, London, UK, July 23-27, 2017

20.Тупов В.Б., Тупов Б.В. Снижение шума тягодутьевых машин абсорбционными глушителями // Электрические станции, №4, 2017, с.56- 60

21.Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В., Тараторин А.А., Розанов Д.А. Акустические экраны для снижения шума от энергетического оборудования // Электрические станции, №10, 2016, с.48- 52

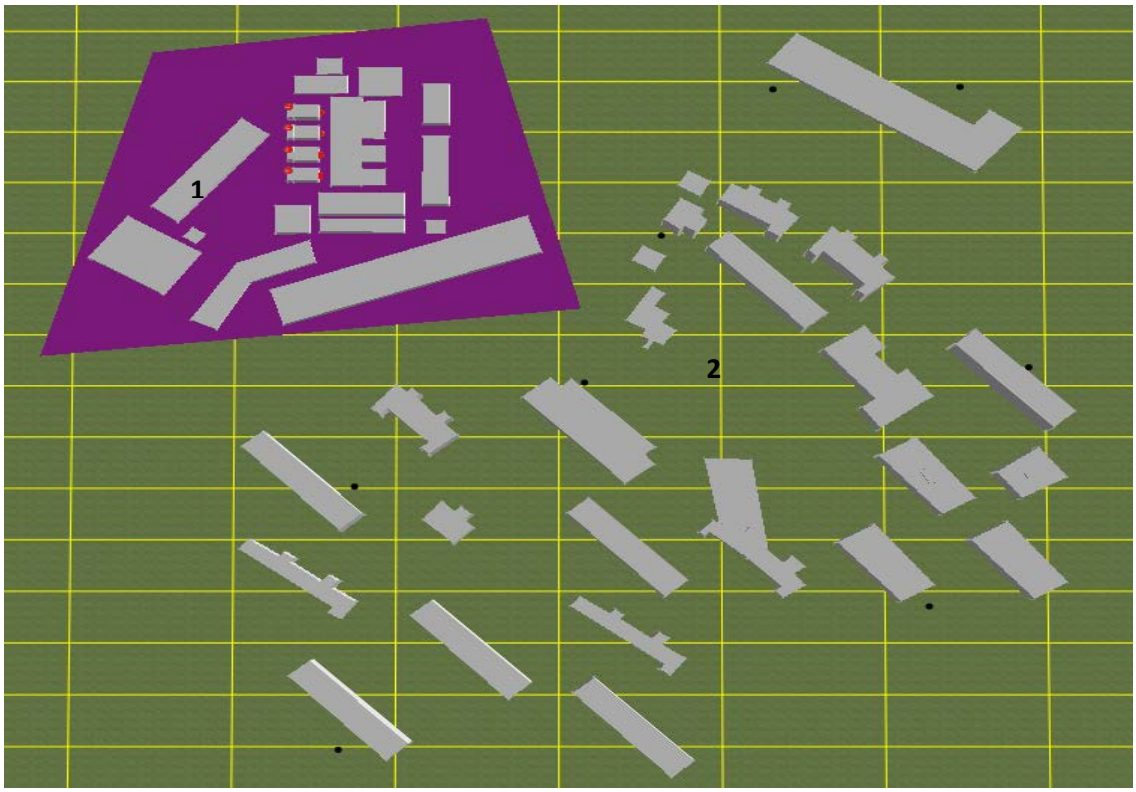


а)

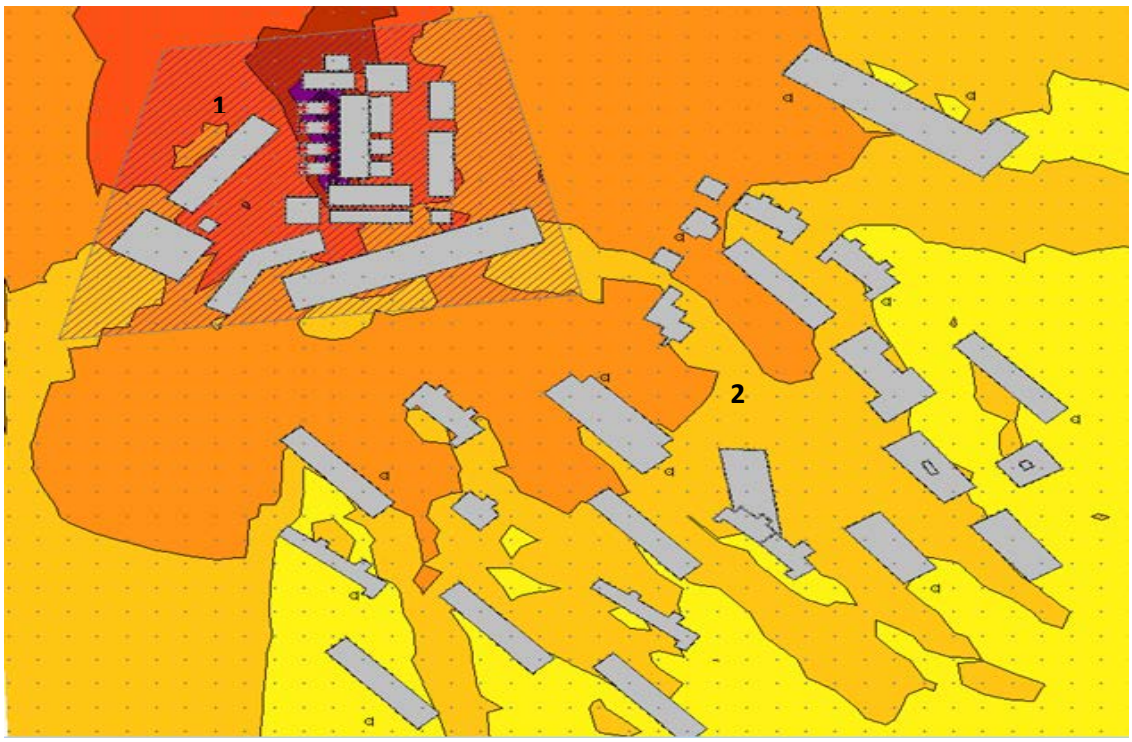


б)

Рис. 1. Изолинии со значением разности между максимальным и минимальным значениями коэффициентов затухания звука в атмосфере в течение года на территории России для среднегеометрических частот: *а* — 1000 Гц; *б*—8000 Гц



а)



б)

Рис.2 Модель тепловой электростанции с четырьмя газовыми турбинами большой мощности: 1— газовая турбина; 2— жилой район

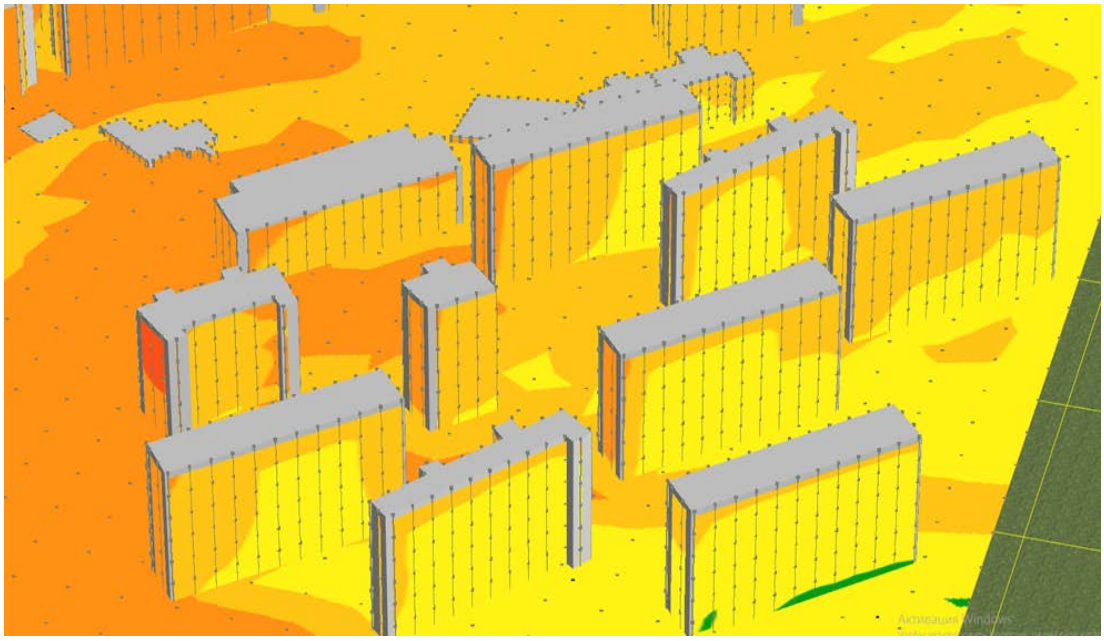
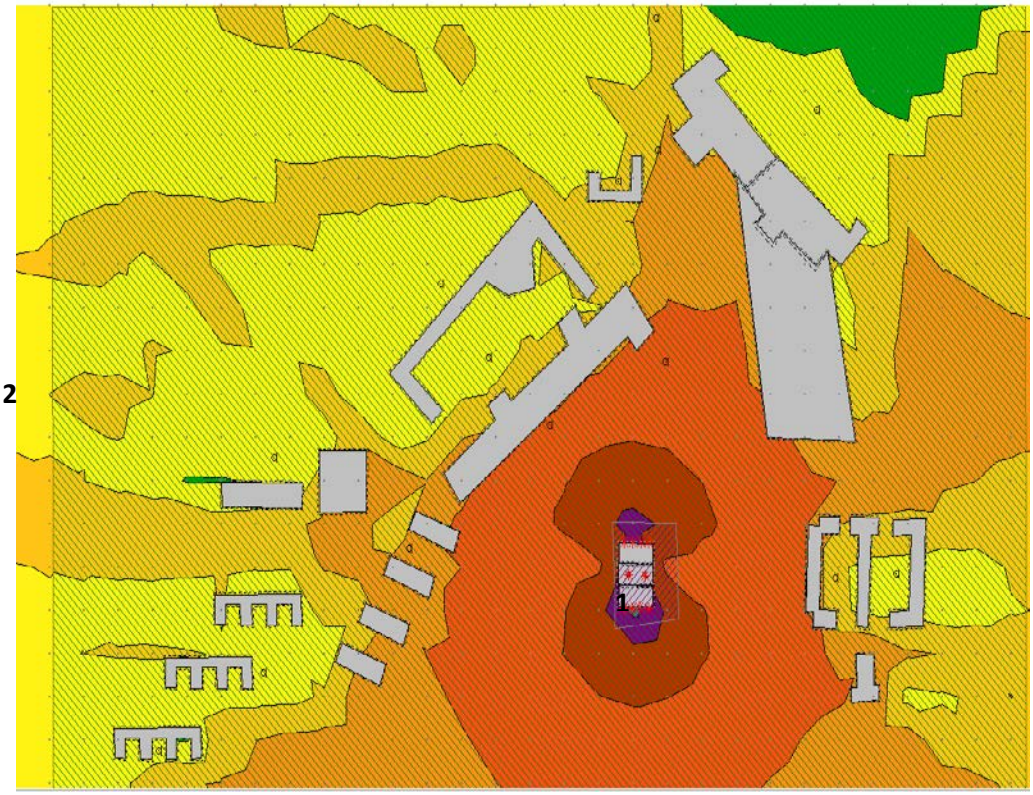


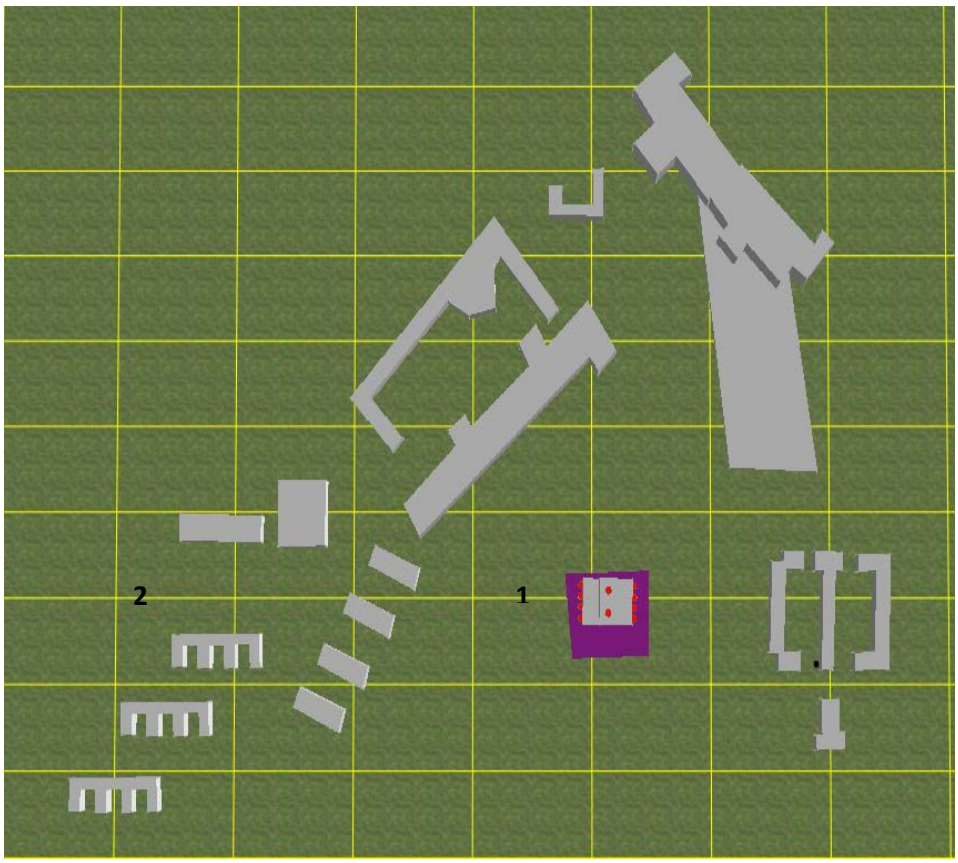
Рис.3 Результаты расчетов в 3D модели показывающие влияние ориентации жилых домов относительно источников шума

а)

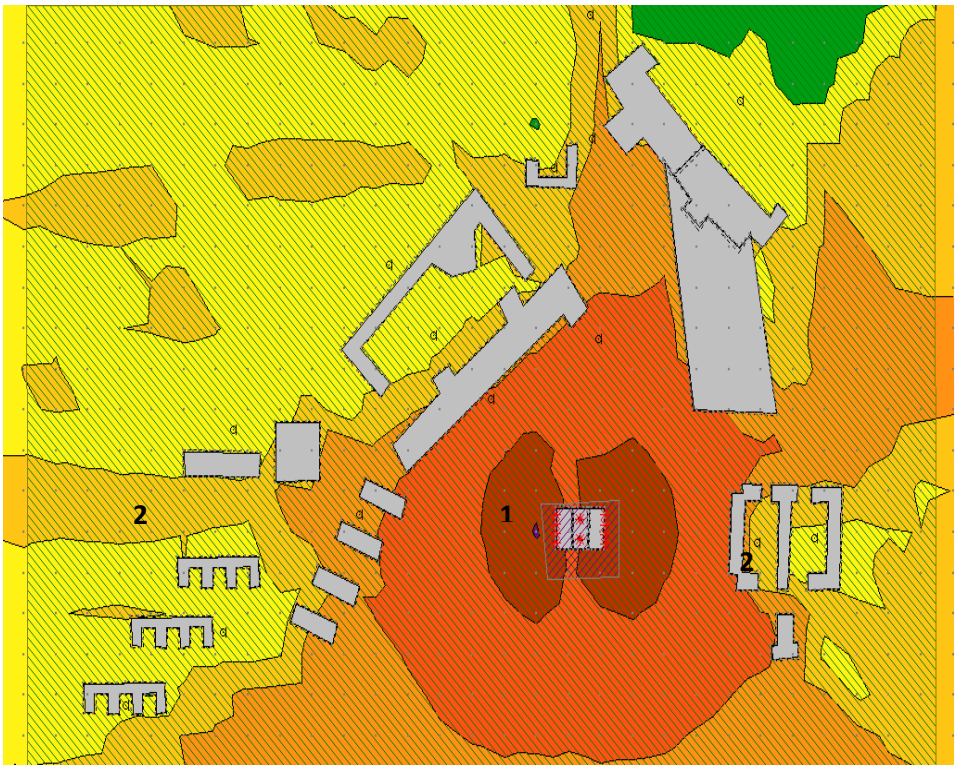


б)

Рис.4 Модель тепловой электростанции с восемью газовыми турбинами малой мощности: *а* — воздухозаборы газовых турбин ориентированы на север и на юг; *б* — изолинии уровней звука при работе восьми газовых турбин; 1—газовая турбина; 2— жилой район



а)



б)

Рис.5 Модель тепловой электростанции с восемью газовыми турбинами малой мощности: *а* — воздухозаборы газовых турбин ориентированы на восток и на запад; *б* — изолинии уровней звука при работе восьми газовых турбин; 1— газовая турбина; 2— жилой район

УДК 534.8
OECD 01.03.AA

Современные требования к обеспечению нормативных параметров шума в жилых, общественных и производственных зданиях и на территории жилой застройки. Нормативно технические документы, разработанные НИИСФ РААСН и введенные в 2016-18 г.г.

Цукерников И.Е.[1*], Шубин И.Л.[2], Невенчанная Т.О.[3]
[1]Профессор, Научно исследовательский институт строительной физики, Москва, Россия
[2]Профессор, Научно исследовательский институт строительной физики, Москва, Россия
[3]Профессор, Московский политехнический университет, Москва, Россия

Аннотация

Рассмотрено состояние вопроса в области национального нормирования защиты от шума и вибрации. Даны области применения, основные положения и особенности нормативно-технических документов, разработанных НИИСФ РААСН в 2015-2017 г.г. Это – пять сводов правил, устанавливающие правила проектирования защиты от производственного шума, правила проектирования систем шумоглушения воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, правила проектирования звукоизоляции ограждающих конструций жилых и общественных зданий, правила проектирования защиты от шума транспортных потоков, введенные в 2017 г., и правила проектирования защиты от шума объектов метрополитена, введенные в 2018 г., а также два национальных стандарта, устанавливающие методы оценки одночисловых параметров изоляции воздушного и ударного шума, введенные в 2016 г., и национальный стандарт, устанавливающий правила определения и применения неопределенностей измерения в звукоизоляции, введенный в 2018 г..

Ключевые слова: шум, проектирование, расчет, снижение, нормативно-технические документы.

Modern requirements for the provision of regulatory noise parameters in residential, public and industrial buildings and in residential arias. Regulatory and technical documents developed by NIISF RAACS and introduced in 2016–18

Tsukernikov I.E.[1], Shubin I.L.[2], Nevenchannaya T.O.[3]*
[1]Professor, Research Institute of Building Physics, Moscow, Russia
[2] [1]Professor, Research Institute of Building Physics, Moscow, Russia
[3]Professor, Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

Abstract

The state of the art in the field of national regulation of protection against noise and vibration is considered. The scopes, substantive provisions and features of the normative and technical documents developed by NIISF RAACS in 2015-2018 are given. These are five codes of rules establishing rules for designing industrial noise protection, rules for designing noise suppression systems of air heating, ventilation and air conditioning, rules for the design of sound insulation of enclosing structures of residential and public buildings, rules for designing protection against noise of traffic flows, which were introduced in 2017, and the rules for designing noise protection for metro facilities, introduced in 2018, and also two national standards that establish methods for evaluation of single-number quantities of airborne and impact noise insulation, introduced in 2016, and the national standard that establishes the rules for determining and applying of measurement uncertainties of sound insulation, introduced in 2018.

Key words: *noise, designing, calculation, reduction, regulation documents.*

[*]*Автор корреспондент: 3342488@mail.ru (Цукерников И.Е.)*

Введение

В настоящее время в различных регионах Российской Федерации под действием сверхнормативного акустического воздействия находится от 30 до 50% (а в крупных городах и более) населения, что значительно влияет на продолжительность жизни горожан. Около 45% населения постоянно испытывают чувство дискомфорта от действия повышенного шума. В результате весьма острой проблемой являются вопросы защиты жителей городов от шума, обусловленного различными источниками. Это, прежде всего, шум от строительных и дорожно-ремонтных работ, шум автомобильного и железнодорожного транспорта. Так в соответствии с докладом Правительства Москвы «О состоянии окружающей среды в городе Москве в 2017 году» [1] наибольшее число жалоб поступило от жителей мегаполиса на повышенный уровень шума от строительных и дорожно-ремонтных работ, проводимых в ночное время (88,7 % от общего числа обращений на повышенный шум). На втором и третьем местах находится шум от автомобильного (3,4 %) и железнодорожного транспорта (1,3 %). С воздействием шума от первых двух источников борются в основном посредством введения запрета на проведение в ночное время работ, сопровождаемых сверхнормативными уровнями шума. К транспортному шуму такие запретные меры не применимы. На рис. 1 приведено распределение обращений жителей на повышенный уровень шума, поступивших в 2017 году в Москве по источникам воздействия, исключая строительные и дорожно-ремонтные работы [1].

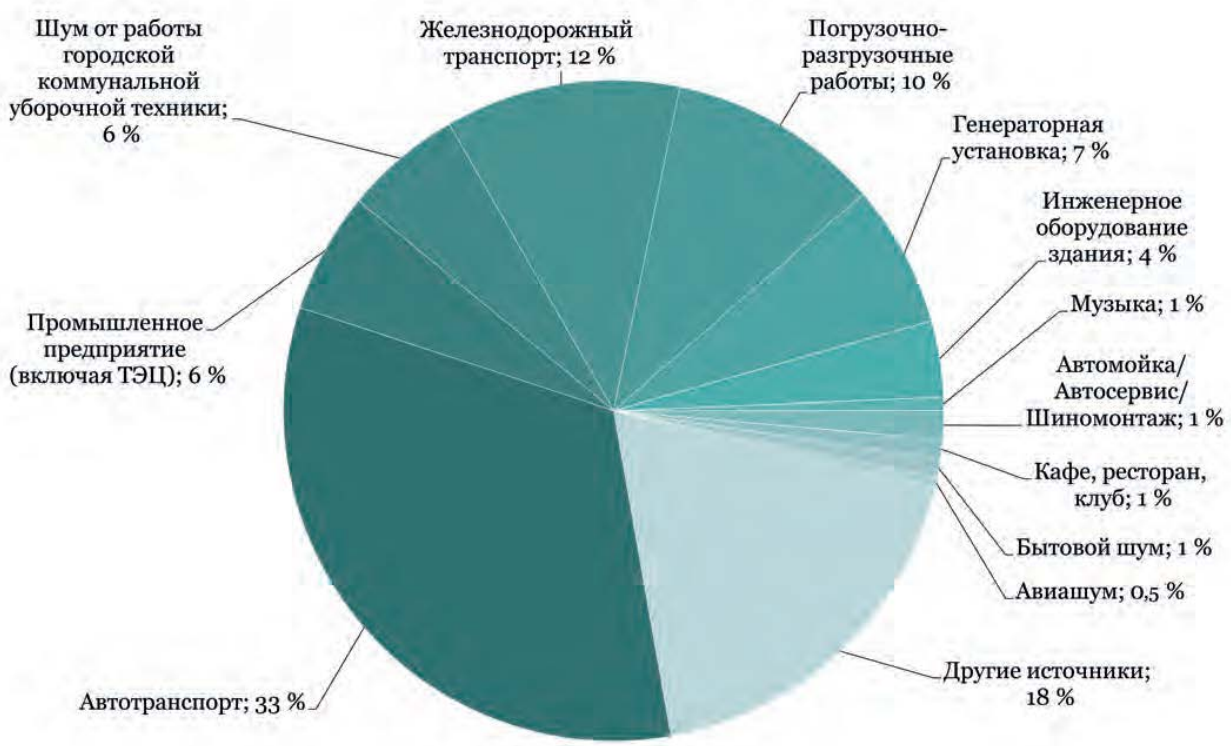


Рис. 1. Распределение обращений жителей на повышенный уровень шума, поступивших в 2017 году, по источникам воздействия, исключая строительные и дорожно-ремонтные работы, [1]

Снижение воздействия транспортного шума осуществляется, как правило, с помощью строительно-акустических методов, таких как установка шумозащитных экранов и специальное остекление окон в жилых домах и социальных объектах,

Указанные методы шумозащиты предусматривают для новых объектов строительства (при реконструкции и строительстве новых участков автомобильных дорог, транспортных развязок, мостов и эстакад) в случае, если расчетами прогнозируется превышение нормативов допустимых уровней шума.

Нормативно-технические документы по проектированию шумозащиты устанавливают методы выполнения соответствующего прогноза сверхнормативного действия шума и правила проектирования способов и средств снижения шума.

В настоящем докладе рассмотрены нормативно-технические документы в области проектирования защиты от шума, разработанные Научно-исследовательским институтом строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук (НИИСФ РААСН) и введенные в действие в последние четыре года.

Необходимо также отметить, что в последнее время увеличилось число работ, связанных с прогнозированием вибрации, создаваемой рельсовым транспортом (железнодорожные линии и линии метрополитена мелкого заложения) в помещениях жилых и общественных зданий. В больших городах это связано с расширением точечного строительства, когда проектируемые здания оказываются в зоне воздействия указанных видов рельсового транспорта. Так из обследованных ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в городе Москве» в 2014 – 2017 г.г. помещений в Москве в среднем 43% не отвечают гигиеническим требованиям [2]. Вместе с тем существующие подходы к оценке непостоянной вибрации зачастую носят весьма условный характер и не учитывают в полной мере требований действующих нормативных документов [3-5], которые, в свою очередь, также нуждаются в совершенствовании. Это приводит к серьезным ошибкам в оценке прогнозируемой вибрации и, как следствие, к значительному удорожанию реализации мероприятий по ее снижению [6]. В 2018 г. разработан, прошел необходимые этапы обсуждения и экспертной оценки и находится в стадии утверждения проект свода правил «Защита зданий от вибрации, создаваемой железнодорожным транспортом. Правила проектирования».

1. Состояние вопроса

Первым основополагающим отечественным нормативно-техническим документом, устанавливающим обязательные требования, которые следовало соблюдать при проектировании защиты от шума для обеспечения нормативных уровней шума на рабочих местах и в помещениях жилых и общественных зданий, являлись строительные нормы и правила СНиП II-12-77 [7]. В 2004 г. этот документ был заменен СНиП 23-03-2003 [8], в котором расширена область применения документа за счет включения в нее не только проектирования, но также строительства и эксплуатации зданий различного назначения. В соответствии с накопленным практическим опытом дополнен перечень строительно-акустических методов обеспечения нормативных параметров шума и указаны мероприятия по защите от шума, которые должны быть предусмотрены в различных разделах проектной документации. Введено требование выполнения акустического расчета ожидаемых уровней шума и при необходимости расчета и проектирования строительно-акустических мероприятий по защите от шума. Установлена последовательность проведения акустического расчета, конкретизированы требования к шумовым характеристикам технологического и инженерного оборудования. Нормируемые значения дополнены ограничениями максимального уровня звука на рабочих местах в помещениях различного назначения. Графическое представление входящих в расчетные формулы параметров заменено их табличнsм заданием с целью упрощения реализации расчетов с помощью программных средств. Структура СНиП приведена в соответствие с требованиями системы государственной стандартизации ГОСТ Р 1.5 [9], обозначения величин приведено в соответствие с применяемым в международных и европейских стандартах.

Однако с введением в июле 2003 года федерального закона № 184-ФЗ «О техническом регулировании» статус строительных норм и правил оказался неопределенным, так как они не были внесены этим законом в перечень документов в области стандартизации, используемых на территории Российской Федерации». Вместе с тем в соответствии с [9] в число таких документов включены своды правил, зарегистрированные в Федеральном информационном фонде технических регламентов и стандартов. В результате только в июле 2010 года с введением в действие федерального закона № 384-ФЗ «О безопасности зданий и сооружений» было законодательно установлено, что строительные нормы и правила, утвержденные до дня вступления в силу данного Федерального закона, признаются сводами правил. При этом постановлением Правительства Российской Федерации был утвержден перечень строительных норм и правил, подлежащих актуализации и введению в виде сводов правил, в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований данного Федерального закона. Во исполнении этого постановления в 2010 г. НИИСФ РААСН разработал актуализированную версию СНиП [8], которая была введена в действие в мае 2011г как свод правил СП 51.13330.2011 [10].

Этот свод правил установил обязательные требования, которыми следует руководствоваться при проектировании, строительстве и эксплуатации зданий различного назначения, планировке и застройке городских и сельских поселений с целью защиты от шума и обеспечения нормативных параметров акустической среды в производственных, жилых, общественных зданиях, на прилегающих к ним территориях и в рекреационных зонах. В нем регламентированы нормативные уровни проникающего шума в помещениях различного назначения и на территории жилой застройки, порядок проведения акустических расчетов по оценке шумового режима в этих помещениях и на территориях, порядок применения различных методов и подбора средств для снижения расчетных или фактических уровней шума до требований санитарных норм. Установленные СП 51.13330.2011 [10] требования в основном соответствую положениям СНиП 23-03-2003 [8]. Вместе с тем, учитывая обязательный для применения характер основных положений свода правил, в него не включены содержащиеся в [8] методы выполнения акустического расчета ожидаемых уровней шума и методы оценки эффективности рекомендуемых строительно-акустических мероприятий по снижению шума. Установлено (пункт 4.6 свода правил), что акустические расчеты должны выполняться по методикам, изложенным в соответствующих сводах правил.

2. Своды правил

Во исполнение указанного требования [10] НИИСФ РААСН в 2015-17 г.г. разработаны пять сводов правил. Два свода правил для прогнозирования и проектирования шумозащиты от потоков наземного транспорта (СП 276.1325800.2016) и поездов метрополитенов (СП 353.1325800.2017), свод правил для проектирования защиты от производственного шума (СП 254.1325800.2016), свод правил для проектирования систем шумоглушения воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, оборудования, широко применяемого для обеспечения комфортных условий проживания и безопасных условий труда в производственных и общественных зданиях (СП 271.1325800.2016), и свод правил для проектирования звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий (СП 275.1325800.2016).

2.1. СП 276.1325800.2016

Свод правил СП 276.1325800.2016 «Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков» устанавливает правила расчета шумовых характеристик потоков автомобильного, рельсового транспорта и водных судов; правила оценки и прогнозирования распределения уровней транспортного шума на

территориях и в помещениях жилых и общественных зданий, прилегающих к транспортным дорогам; правила проектирования мероприятий по снижению уровней транспортного шума на территориях жилых, общественно-деловых и рекреационных зон и в помещениях расположенных на них зданий; правила разработки оперативных шумовых карт отдельных территорий (территории застройки в целом). Указано, что данный свод правил не применяется к методам оценки и проектирования защиты от авиационного шума, шума мотоциклов и шума от поездов на скоростных автомагистралях. Для высокоскоростных железнодорожных линий соответствующие правила установлены в СП 338.1325800.2018 [11]. Вместе с тем СП 276.1325800.2016 объединил в одном документе отдельные положения нескольких нормативно-технических документов, задающих нормы шума [12], методы расчета и значения шумовых характеристик отдельных видов транспорта [13 – 15], правила проектирования шумозащитных экранов [14, 16, 17], правила определения и построения оперативных шумовых карт [18, 19].

В своде правил введены понятия и рассмотрены следующие вопросы, включенные в содержание:

- приведены санитарные требования к уровням звукового давления в помещениях жилых и общественных зданий и на прилегающих к ним территориях;
- даны методы расчета акустических характеристик транспортных потоков различного типа;
- рассмотрены методы расчета ожидаемых уровней шума на территориях жилых, общественно-деловых и рекреационных зон и в помещениях жилых и общественных зданиях, прилегающих к транспортным магистралям;
- дан порядок определения требуемого снижений уровня транспортного шума;
- приведены рекомендации по снижению транспортного шума организационно-планировочными мероприятиями и шумозащитными сооружениями;
- дана классификация и требования, предъявляемые к проектированию и размещению шумозащитных придорожных экранов, расчет их параметров и акустической эффективности;
- приведен порядок расчета требуемого снижения транспортного шума шумозащитными окнами в жилых и общественных зданиях и рекомендации по выбору конструкции окон;
- дана методика составления оперативных шумовых карт городов с определением зон акустического дискомфорта.

В приложениях приведены полезные для освоения свода **п**равил примеры расчета шумозащитного экрана, требуемого снижения транспортного шума шумозащитным окном и зоны акустического дискомфорта вокруг транспортной магистрали с оценкой степени ее зашумленности.

Показательный пример использования положений свода правил дан в работе [20] для оптимизации шумового режима многофункционального мультимодального транспортного узла «Сколково».

2.2. СП 353.1325800.2017

Свод правил СП 353.1325800.2017 «Защита от шума объектов метрополитена. Правила проектирования, строительства и эксплуатации» устанавливает требования, которыми следует руководствоваться при проектировании и реализации защиты от шума создаваемого объектами метрополитена (как стационарными, так и подвижными), выполнении акустических расчетов по оценке степени шумового дискомфорта на селитебной территории, расположенной в окрестности объектов метрополитенов, и при разработке мероприятий для обеспечения допустимых уровней шума, регламентируемых санитарными нормами. Кроме того, в нем регламентирована единая методика акустического проектирования и методы архитектурно-акустических, строительно-

акустических и электроакустических расчетов основных типов помещений, представляющих подземные вестибюли станций метрополитена, и даны методы измерения и оценки шума, создаваемого в помещениях жилых и общественных зданий от движения поездов в метрополитенах.

К основным типам помещений подземных вестибюлей станций метрополитена относят пропорциональные помещения разного объема без акустического разделения центрального вестибюля и посадочных платформ; пропорциональные помещения с разделением общего объема станции на систему связанных акустических объемов; диспропорциональные помещения с разной формой потолков (плоские или сводчатые) с единым акустическим объемом; диспропорциональные помещения с разной формой потолков и акустическим разделением общего объема станции на центральный и боковые объемы; закрытые и полузакрытые станции в уровне посадочных платформ.

Методы измерения и оценки шума следует применять с целью контроля шума, создаваемого в помещениях жилых и общественных зданий при движении поездов в метрополитенах, на соответствие допустимым уровням.

Свод правил подготовлен на основе применения и взамен СП 23-104-2004 [21]. В нем актуализированы нормативные ссылки и в соответствии с накопленным опытом усовершенствованы методы расчетов. В частности, уточнены выражения для расчета шумовых характеристик метропоездов и приведены расчетные выражения для определения шумовых характеристик поездов легкого метро. Это позволяет также развить и дополнить положения СП 276.1325800.2016 в части уточнения выражений для расчета шумовых характеристик потоков метропоездов на открытых линиях метрополитена и ожидаемых уровней шума на селитебной территории.

2.3. СП 254.1325800.2016

СП 254.1325800.2016 «Здания и территории. Правила проектирования защиты от производственного шума» устанавливает правила выполнения акустических расчетов, правила подбора и размещения малошумного оборудования, а также проектирования мероприятий по снижению шума на рабочих местах в помещениях и на территории промышленных предприятий и организаций средствами строительной акустики (применением звукопоглощающих конструкций и облицовок, звукоизолирующих конструкций и пр.).

В своде правил введены понятия и рассмотрены следующие вопросы, включенные в содержание:

- уровень звукового давления производственного шума в помещении представлен в виде энергетической суммы уровней звукового давления прямого и отраженного звука и даны правила расчета составляющих уровней;
- дан порядок расчета требуемого снижения шума в помещениях и на территории промышленных предприятий, правила выбора расчетных точек, определения нормативных уровней шума в них, выявления источников шума и определения их шумовых характеристик, определения ожидаемых уровней шума в расчетных точках и требуемого снижения уровней шума в них ;
- дан перечень строительно-акустических мероприятий, которые следует использовать при проектировании и правила их подбора для обеспечения требуемого снижения шума;
- приведены рекомендации по определению требуемой звукоизоляции ограждающих конструкций зданий и элементов зданий, правила проектирования ограждающих конструкций с требуемой звукоизоляцией, а также методы оценки эффективности и правила проектирования строительно-акустических средств снижения шума, включающих звукоизолирующие кабины, звукоизолирующие кожухи, звукопоглощающие облицовки и акустические экраны.

В своде правил дан расширенный перечень акустических характеристик

помещений с включением в него наименования группы, к которой относится помещение в зависимости от соотношения размеров, среднего коэффициента звукопоглощения α_0 поверхностей в помещении и средней длины свободного пробега $\bar{l}$, м, звуковых лучей между последовательными отражениями. Приведены методы расчета акустических характеристик помещений и затухания звука в воздушном пространстве помещения, дающего заметный вклад в значения среднего коэффициента звукопоглощения в помещении $\alpha_{ср}$ для помещений больших размеров в области высоких частот (октавные полосы со среднегеометрическими частотами 2000-8000 Гц). Используемые расчетные выражения и указания по определению входящих в них величин приведены в виде, удобном для программирования.

В нем впервые регламентирована процедура определения малошумного оборудования на этапе проектирования производственного помещения, основанная на предварительном расчете предельно допустимых шумовых характеристик (ПДШХ) источников шума в помещении и подборе запроектированного технологического оборудования с значениями шумовых характеристик, не превышающими ПДШХ. Расчет ПДШХ выполняют по методам ГОСТ 30530 [22].

2.4. СП 271.1325800.2016

СП 271.1325800.2016 «Системы шумоглушения воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» устанавливает последовательность проектирования систем шумоглушения воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (ОВК) в зданиях различного назначения и на территориях застройки, порядок проведения акустических расчетов по оценке шумового режима на этих территориях и в помещениях зданий, подбора и применения различных средств и методов для снижения расчетных или фактических уровней шума до требований санитарных норм. Целью свода правил является обеспечение оптимальной с точки зрения акустики и экономики защиты от шума оборудования систем ОВК на основе акустического расчёта и выбора систем шумоглушения.

В своде правил введены понятия и рассмотрены следующие вопросы, включенные в содержание:

- указаны предельно допустимые и допустимые уровни шума (эквивалентные уровни звукового давления, эквивалентные и максимальные уровни звука *А*) проникающего шума систем ОВК в помещения жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки;
- введены шумовые характеристики основных источников шума систем ОВК (уровни звуковой мощности или уровни звукового давления для крупногабаритных элементов систем ОВК в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами от 63 Гц до 8000 Гц) и приведены правила для расчета их расчета или требования их измерения в лабораторных условиях стандартными методами [23-25];
- изложены общие принципы и порядок проведения акустических расчетов для оценки шумового режима в зданиях различного назначения и на территории застройки;
- рассмотрены возможные мероприятия, средства и методы снижения прогнозируемых (расчетных) или фактических уровней шума до требований санитарных норм.

В качестве источников шума систем ОВК приняты: **в**оздушно-отопительные агрегаты, доводчики, вентиляторы, вентиляционные установки, путевая арматура (шиберы, дроссель-клапаны, диафрагмы), фасонные элементы воздуховодов (тройники, отводы, повороты), воздухораспределительные устройства (решетки, плафоны, анемостаты), холодильные машины, воздушные и другие охладители, наружные и

внутренние блоки кондиционеров, циркуляционные насосы. Технологические трубы, которые являются источниками шума в системах ОВК, приведены в справочнике [26].

В качестве основных методов и средств снижения шума рекомендованы:

- специальные требования к размещению, компоновке и установке элементов систем ОВК;
- ограничение скорости движения воздуха в сетях и использованием воздухораспределительные устройства с минимальными значениями коэффициента местного сопротивления;
- применение центральных (непосредственно у вентилятора) и концевых (в воздуховоде перед вводом в обслуживаемое системой помещение) абсорбционных глушителей;
- виброизоляция агрегатов с помощью пружинных, резиновых или комбинированных виброизоляторов;
- применение в технических помещениях (помещениях с оборудованием) ограждающих конструкций с требуемой изоляцией воздушного шума, определяемой расчетом в соответствии с СП 51.13330.2011 и СП 275.1325800.2016, и при необходимости их акустической обработки, а также устройством плавающих полов или вибродемпфирующих оснований под элементы систем (вентиляторы, кондиционеры, холодильные машины, воздушные охладители, насосы и др.);
- установка на транзитные воздуховоды и технологические трубы звукоизолирующих покрытий и гибких вставок между вентиляторами и воздуховодами.

2.5. СП 275.1325800.2016

Свод правил СП 275.1325800.2016 «Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции» устанавливает требования к расчету и проектированию ограждающих конструкций жилых и общественных зданий и распространяется на методы расчета звукоизоляции воздушного и ударного шума внутренними и наружными ограждающими конструкциями жилых и общественных зданий и их элементами (окна, двери, ворота и т.п.), на методы оценки соответствия звукоизоляции строительных конструкций строительным нормам, приведенным в СП 51.13330.2011 [10]. Он распространяется также на методы проектирования ограждающих конструкций зданий, обеспечивающих требуемую звукоизоляцию воздушного и ударного шума и позволяющих повысить акустическую комфортность проживания, отдыха и труда населения в помещениях различного назначения. Свод правил не распространяется на методы расчета нестандартных конструкций, звукоизоляция которых может быть определена исключительно по результатам исследований в специальных акустических камерах.

В своде правил введены понятия и рассмотрены следующие вопросы, включенные в содержание:

- приведены нормативные требования к звукоизоляции воздушного и ударного шумов ограждающими конструкциями зданий;
- описаны методы определения индекса изоляции воздушного шума Rw, дБ, и индекса приведенного уровня ударного шума Lnw, дБ, внутренними ограждениями зданий;
-дан метод определения оценочного параметра звукоизоляции наружных ограждений RAтран, дБА;
- рассмотрены требования к методам расчета требуемой звукоизоляции стен, перегородок и междуэтажных перекрытий зданий;
- приведены правила и данные для расчета частотных характеристик звукоизоляции внутренних ограждающих конструкций жилых и общественных зданий;
- даны рекомендации по проектированию ограждающих конструкций, обеспечивающих нормативную звукоизоляцию.

В качестве внутренних ограждающих конструкций, для которых приведены правила и данные расчета частотных характеристик, рассмотрены 12 типов конструкций:

- однослойные плоские тяжелые ограждения сплошного сечения (железобетон, бетон различных видов, кирпич и т.п.);
- однослойные плоские тонкие ограждения (металл, стекло, гипсокартонный лист и т.п.);
- ограждение из двух плоских тонких листов одинаковой толщины с воздушным промежутком между ними (двойные глухие остекления, обшивки с двух сторон гипсокартонными, гипсоволокнистыми листами, металлическими листами и т.п.) по каркасу из тонкостенного металлического профиля или деревянных брусков;
- ограждение из двух плоских тонких листов разной толщины с воздушным промежутком между ними (двойные глухие остекления, обшивка с двух сторон гипсокартонными, гипсоволокнистыми, металлическими листами и т.п.) по каркасу из тонкостенного металлического профиля или деревянных брусков;
- каркасно-обшивная перегородка при заполнении воздушного промежутка пористым или пористо-волокнистым материалом;
- стена с гибкой плитой на относе;
- двойное ограждение со связью по контуру;
- двойное ограждение типа "сэндвич";
- составные ограждения, а также ограждениями со щелями и отверстиями;
- междуэтажное перекрытие с полом из рулонных материалов (типа линолеум) и без звукоизоляционного упругого слоя;
- перекрытие типа "плавающий пол";
- междуэтажное перекрытие с полом на звукоизоляционном упругом слое.

Для перекрытий даны рекомендации по расчету индексов изоляции воздушного шума, а для последней конструкции - индекса приведенного уровня ударного шума. Кроме того для ограждающих конструкций сплошного сечения из железобетона, бетона различных видов, кирпича и т.п. приведены ориентировочные ускоренные методы оценки индекса изоляции воздушного шума и приведенного индекса изоляции ударного шума.

В приложении А свода правил даны примеры расчета звукоизоляции наиболее характерными ограждающими конструкциями. В приложениях Б и В приведены рекомендации по расчету изоляции воздушного шума криволинейными ограждениями (в частности цилиндрическими), а также изоляции воздушного шума двойными ограждениями без жесткой связи по контуру.

3. Национальные стандарты для измерения и оценки звукоизоляции

В рассматриваемый период разработаны три национальных стандарта, направленные на совершенствование методов измерения и оценки звукоизоляции строительных конструкций: ГОСТ Р 56769-2015 (ИСО 717-1:2013) «Здания и сооружения. Оценка звукоизоляции воздушного шума», ГОСТ Р 56770-2015 (ИСО 717-2:2013) «Здания и сооружения. Оценка звукоизоляции ударного шума», и ГОСТ Р 57900-2017 (ИСО 12999-1:2014) «Здания и сооружения. Определение и применение неопределенностей измерения звукоизоляции». Все стандарты являются введением соответствующих международных стандартов, и их введение позволяет гармонизировать отечественную практику измерения и оценки звукоизоляции строительных изделий с мировой практикой.

Целью первых двух стандартов является введение методов, посредством которых параметры изоляции воздушного и ударного шума в полосах частот можно преобразовать в одно число, дающее интегральную оценку звукоизоляционных свойств оцениваемой конструкции. Это позволяет упростить формулировки акустических требований в нормативных документах.

Одночисловой параметр определяют как значение в децибелах оценочной кривой на частоте 500 Гц после сдвига ее в соответствии с методами, установленными рассматриваемыми стандартами. Заданные в стандартах значения оценочных кривых для воздушного и ударного шума соответствуют значениям оценочных спектров изоляции воздушного шума и приведенного уровня ударного шума, данных в СП 51.13330.2011 (с изменением №1) и СП 275.1325800.2016. Примеры одночисловых параметров воздушного и ударного шума, приведенные в стандартах, даны в таблицах 1-4. В них же даны соответствующие параметры изоляции воздушного и ударного шума в полосах частот, по результатам измерения которых определяют значения одночисловых параметров, а также указаны ссылки на структурные элементы измерительных стандартов, содержащие определения рассматриваемых параметров звукоизоляции.

Таблица 1

Параметры, характеризующие изоляцию воздушного шума элементами зданий

Получаемые из значений третьоктавного спектра		Определяют по стандарту (структурному элементу стандарта)
Одночисловой параметр	Параметр в полосах частот	
Индекс изоляции воздушного шума R_w	Изоляция воздушного шума R	ГОСТ Р ИСО 10140-2 [27] [пункт 3.1, формула (2)] ГОСТ 27296 [28] [пункт 3.1, формула (5)]
Индекс приведенной разности уровней звукового давления косвенной передачи шума $D_{n,f,w}$	Приведенная разность уровней звукового давления косвенной передачи шума $D_{n,f}$	ГОСТ Р ИСО 10848-2 [29] [пункт 3.1, формула (1)]
Индекс приведенной разности уровней звукового давления элемента $D_{n,e,w}$	Приведенная разность уровней звукового давления элемента $D_{n,e}$	ГОСТ Р ИСО 10140-2 [27] [пункт 3.3, формула (5)]

Таблица 2

Параметры, характеризующие изоляцию воздушного шума в зданиях

Получаемые из значений третьоктавного или октавного спектра		Определяют по стандарту (структурному элементу стандарта)
Одночисловой параметр	Параметр в полосах частот	
Индекс фактической изоляции воздушного шума R'_w	Фактическая изоляция воздушного шума R’	ГОСТ Р ИСО 10140-2 [27] [пункт 3.2, формула (4)] ГОСТ 27296 [28] [пункт 3.2, формула (3)]
Индекс фактической изоляции воздушного шума $R'_{tr,w}$	Фактическая изоляция воздушного шума R'_{tr}	ГОСТ 27296 [28] [пункт 3.2, формула (11)]
Индекс приведенной разности уровней звукового давления $D_{n,w}$	Приведенная разность уровней звукового давления D_n	ГОСТ 27296 [28] [пункт 3.9, формула (8)]
Индекс стандартизированной разности уровней звукового давления $D_{nT,w}$	Стандартизированная разность уровней звукового давления D_{nT}	ГОСТ 27296 [28] [пункт 3.10, формула (9)]

Таблица 3

Параметры, характеризующие изоляцию ударного шума перекрытиями

Получаемые из значений третьоктавного спектра		Определяется по стандарту
Одночисловой параметр	Параметр в полосах частот	
Индекс приведенного уровня ударного шума $L_{n,w}$	Приведенный уровень ударного шума L_n	ГОСТ Р ИСО 10140-3 [3] [(пункт 1, формула (1)] ГОСТ 27296 [28]

		[пункт 3.4, формула (5)]

Таблица 4

Параметры, характеризующие изоляцию ударного шума между помещениями в зданиях

Получаемые из значений третьоктавного или октавного спектра		Определяется по стандарту
Одночисловой параметр	Параметр в полосах частот	
Индекс фактического приведенного уровня ударного шума $L'_{n,w}$	Фактический приведенный уровень ударного шума L'_n	ГОСТ 27296 [28] [(пункт 3.5, формула (5)]
Индекс стандартизированного приведенного уровня ударного шума $L'_{nT,w}$	Стандартизированный приведенный уровень ударного шума L'_{nT}	ГОСТ 27296 [28] [пункт 3.6, формула (10])

Для учета влияния спектров источников воздушного и ударного шума в стандартах введены понятия членов спектральной адаптации и даны методы их определения. В ГОСТ Р 56769 введены два члена спектральной адаптации С и Ctr, которые определяют, используя спектр розового шума и спектр шума городского транспорта соответственно. Представление характеристик элементов зданий рекомендуется давать в виде одночислового параметра с значениями членов спектральной адаптации в скобках, например Rw(C, Ctr) = 41(0;-5) дБ, а требования к зданиям - как нижнюю границу суммы одночислового параметра и члена спектральной адаптации, например, $R'_w + C \geq 45$ дБ (для фасадов) или $D_{nT,w} + C \geq 54$ дБ (для ограждений между жилыми помещениями). В результате полученная сумма дает снижение внутренним ограждением уровня звука А шума источника, расположенного внутри здания. Для внешней ограждающей конструкции соответствующая сумма равна звукоизоляции RAтран, т.е. соответствует снижению фасадным ограждением уровня звука А от потока городского транспорта.

В ГОСТ Р 56770 введен один член спектральной адаптации Cl, определение которого выполняют таким образом, что прибавление его к одночисловому параметру $L'_{n,w}$ дает значение частотно не корректированного уровня ударного шума $L'_{n,sum}$,. В стандарте указано, что эта величина более адекватно описывает уровень шума шагов для всех типов полов.

Третий стандарт ГОСТ Р 57900 устанавливает правила оценки неопределенности звукоизоляции в строительной акустике. Оценка неопределенности, соответствующей реальности, является необходимым условием для многих вопросов строительной акустики. Предоставляет ли лаборатория правильные результаты и являются ли акустические свойства продукта лучше, чем те же свойства какого-либо другого продукта, может быть решено только путем адекватной оценки неопределенностей, связанных с рассматриваемыми величинами.

Стандарт включает:

- метод оценки неопределенности;
- определение неопределенностей по межлабораторным испытаниям;
- применение неопределенностей.

Кроме того, в нем даны типичные неопределенности для величин, определяемых измерительными стандартами [27 – 30], и соответствующих им одночисловых параметров.

Неопределенности выражают в соответствии с принципами ГОСТ Р 54500.3 [31]с применением численного метода по ГОСТ Р 54500.3.1 [32]. ГОСТ Р 54500.3 определяет подробную процедуру оценки неопределенности, которая основана на полной математической модели процедуры измерения. На базе современных знаний невозможно сформулировать такие модели для различных величин в строительной акустике. поэтому в ГОСТ Р 57900 приведены лишь принципы оценки неопределенности.

Заключение

НИИСФ РААСН подготовлен комплекс нормативно-технических документов, введение которых позволяет прогнозировать уровни шума в помещениях жилых и общественных зданий, в цехах производственных предприятий и на территории жилой застройки и на основе сделанного прогноза разрабатывать эффективные и экономически обоснованные меры шумозащиты. На сегодняшний день с технической точки зрения практически нет задач по защите от шума, которые нельзя было бы реализовать на практике. Все определяется лишь экономической целесообразностью. Поэтому работы по защите от шума следует проводить на этапе проектирования объектов. Разработанная нормативно-техническая база позволяет это делать.

Кроме того, введение международных стандартов по оценке звукоизоляции зданий и элементов зданий позволяет гармонизировать отечественную практику измерения и оценки звукоизоляции строительной продукции с мировой практикой и предоставляет отечественным изготовителям строительных изделий техническую возможность выхода на мировой рынок.

Список литературы

1. Доклад «О состоянии окружающей среды в городе Москве в 2017 году» /Под ред. А.О. Кульбачевского. — М.: ДПиООС, 2018. — 358 с.

2. Руднева Е.А. Анализ результатов измерений уровней вибрации в жилых домах при движении поездов метрополитена, выполненных специалистами ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в городе Москве» в период с 2014-2017 гг.//Материалы межд. научно-практич. конф. «Проблемы экологической безопасности, энергосбережение в строительстве и ЖКХ», Москва-Кавала, 2017. – с 22-26.

3. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы. М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997.

4. СанПиН 2.1.2.2645-10. Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 2010.

5. СанПиН 2.2.4.3359-16. Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 2017.

6. Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Невенчанная Т.О. Особенности нормирования и оценки вибрации от рельсового транспорта в помещениях жилых и общественных зданий // Noise Theory and practice: Научный журнал ООО «Институт акустических конструкций» – СПб: ООО «Институт акустических конструкций», 2018 . – Вып. 4. – №3. – С.22-29. Эл.

7. СНиП II-12-77.. Защита от шума. Строительные нормы и правила. Нормы проектирования. Госстрой СССР, М.: 1978.

8. СНиП 23-03-2003. Защита от шума. Система нормативных документов в строительстве. Строительные нормы и правила Российской Федерации. Госстрой России. М.: 2004.

9. ГОСТ Р 1.5-2004 Стандартизация в Российской Федерации. Стандарты национальные. Правила построения, изложения, оформления и обозначения. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://gostexpert.ru/gost/gost (дата обращения 22.02.2019).

10. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. Минрегионразвития Российской Федерации, М.: 2011.

11. СП 338.1325800.2018. Защита от шума для высокоскоростных железнодорожных линий. Правила проектирования и строительства. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://docs.cntd.ru/document/557350548 (дата обращения 22.02.2019).

12. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997.

13. ГОСТ 33325-2015. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом. Стандартинформ, М.:2016.

14. ОДМ 218.2.013-2011. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. - М.: Технорматив, 2013.

15. ГОСТ Р 41.51-99. (Правила ЕЭК ООН № 51). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автотранспортных средств, имеющих не менее четырех колес, в связи с производимым ими шумом. Стандартинформ, М.: 1999.

16. ГОСТ 33329-2015 Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://docs.cntd.ru/document/1200124234 (дата обращения 22.02.2019).

17. СТО Автодор 2.9-2014. Рекомендации по проектированию, строительству и эксплуатации акустических экранов на автомобильных дорогах государственной компании «Автодор». [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://www.russianhighways.ru/about/normative_base/govcompany_standarts дата обращения 22.02.2019).

18. ГОСТ Р 53187-2008. Акустика. Шумовой мониторинг городских территорий. Стандартинформ, М.: 2009.

19. ГОСТ Р 56394-2015. Шум. Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения. Стандартинформ, М.: 2016.

20. А. Аистов. Оптимизация шумового режима многофункционального мультимодального транспортного узла «Сколково».Жилищное строительство, 6, 2018, стр. 44-48.

21. СП 23-104-2004. Свод правил по проектированию и строительству. Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://internet-law.ru/stroyka/doc/42144 (дата обращения 22.02.2019).

22. ГОСТ 30530-97. Шум. Методы расчета предельно допустимых шумовых характеристик стационарных машин. Стандартинформ, М.: 1999.

23. ГОСТ 31352-2007 (ИСО 5136:2003). Шум машин. Определение уровней звуковой мощности, излучаемой в воздуховод вентиляторами и другими устройствами перемещения воздуха, методом измерительного воздуховода. Стандартинформ, М.: 2008.

24. ГОСТ 31353.2-2007 (ИСО 13347-2:2004). Шум машин. Вентиляторы промышленные. Определение уровней звуковой мощности в лабораторных условиях. Часть 2. Реверберационный метод. Стандартинформ, М.: 2008.

25. ГОСТ 31353.4-2007 (ИСО 13347-4:2004). Шум машин. Вентиляторы промышленные. Определение уровней звуковой мощности в лабораторных условиях. Часть 4. Метод звуковой интенсиметрии. Стандартинформ, М.: 2008.

26. Гусев В.П., Леденев В.И., Лешко М.Ю. Расчет и проектирование шумоглушения систем вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления./Справочное пособие под ред. И.Л.Шубина. - М.: НИИСФ РААСН, 2013. - 80 с.

27. ГОСТ Р ИСО 10140-2–2012 Акустика. Лабораторные измерения звукоизоляции элементов зданий. Часть 2. Измерение звукоизоляции воздушного шума. Стандартинформ, М.: 2013.

28. ГОСТ 27296-2012 Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций. Стандартинформ, М.: 2013.

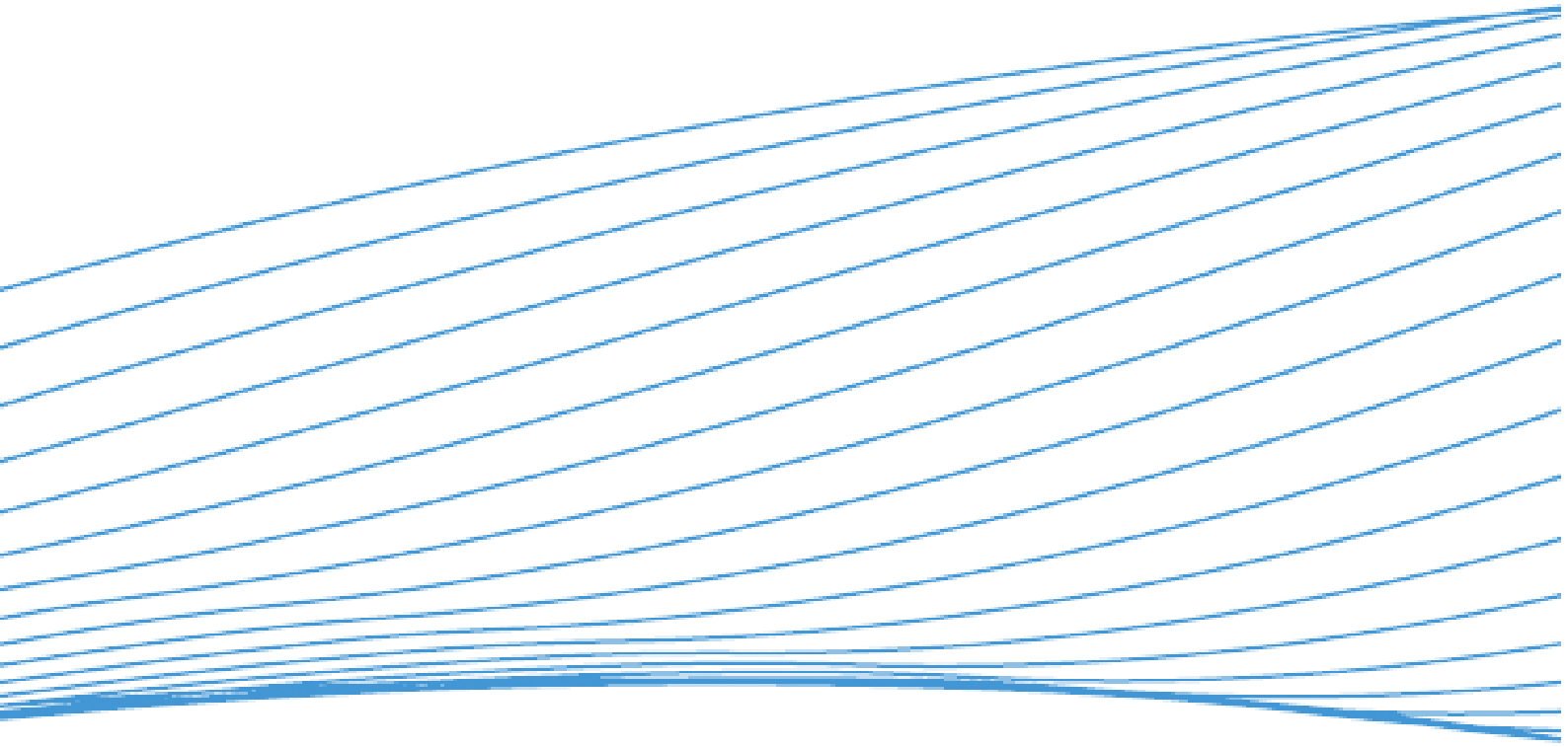
29. ГОСТ Р ИСО 10848-2–2012 Акустика. Лабораторные измерения косвенной передачи воздушного и ударного шума между смежными помещениями. Часть 2. Применение к легким слабо связанным конструкциям. Стандартинформ, М.: 2013.

30. ГОСТ Р ИСО 10140-3-2012. Акустика. Лабораторные измерения звукоизоляции элементов зданий. Часть 3. Измерение звукоизоляции ударного шума. Стандартинформ, М.: 2013.

31. ГОСТ Р 54500.3-2011/Руководство ИСО/МЭК 98-3:2008. Неопределенность измерения. Часть 3. Руководство по выражению неопределенности измерения. Стандартинформ, М.: 2012.

32. ГОСТ Р 54500.3.1-2011/Руководство ИСО/МЭК 98-3:2008/Дополнение 1:2008. Неопределенность измерения. Часть 3. Руководство по выражению неопределенности измерения. Дополнение 1. Трансформирование распределений с использованием метода Монте-Карло. Стандартинформ, М.: 2012.

ДОКЛАДЫ



7th All-Russian Research to Practice Conference with international participation
19-21 March 2019
Saint Petersburg, Russia

УДК 628.4.06
OECD 01.03.AA

Dynamap: a powerful tool for real time noise mapping

Cerniglia, A.[1], Di Feo G.[2]
[1]ACCON Italia Srl, Pavia, Italy
[2] ACCON Italia Srl, Pavia, Italy

Abstract

Noise in and around cities is a very topical problem. To improve the noise scenario and make the most appropriate choices for a better environment it is necessary to depict a clear image of the actual noise situation. Noise models are a powerful tool to simulate acoustic field and to predict benefits of noise mitigations. However, in many situations, sources' sound power is unknown and, moreover, very often noise emissions are function of the time in terms of hour, day, season, etcetera. This dynamic situation is particularly frequent when sound sources are related with transport infrastructure, that change their emission according to traffic flows. In addition to the above, when receivers are located far away from the sources, the meteo conditions strongly affects noise propagation and thus makes more complicated the approach to the problem.

For a better approach to this kind of situation, in 2013 a group of people from Universities and private companies presented a proposal to European Commission for a co-financed project in LIFE+ framework, finalized to develop an integrated platform for calculating dynamic noise maps according to real-time acquired noise data. The project is now close to its conclusion and it has proved the goodness of the approach followed.

Key words: Noise mapping, real-time noise monitoring.

Dynamap: мощный инструмент для отображения шума в реальном времени

Cerniglia, A.[1], Di Feo G.[2]*
[1]ACCON Italia Srl, Павия, Италия
[2] ACCON Italia Srl, Павия, Италия

Аннотация

Шум в и вокруг городов - очень актуальная проблема. Чтобы понизить уровни шума и сделать наиболее подходящий выбор мероприятий для повышения качества среды, необходимо представить четкое изображение фактической ситуации по шуму. Карты шума являются мощным инструментом для моделирования акустического поля и прогнозирования преимуществ снижения шума. Однако во многих ситуациях звуковая мощность источников неизвестна, и, кроме того, очень часто уровень шума зависит от времени с точки зрения часа, дня, сезона и т.д. Такая динамическая ситуация особенно часто возникает, когда источники звука связаны с транспортной инфраструктурой, которая изменяет свое излучение в соответствии с транспортными потоками. В дополнение к вышесказанному, когда приемники расположены далеко от источников, метеоусловия сильно влияют на распространение шума и, таким образом, усложняют подход к проблеме.

Для лучшего подхода к такого рода ситуации в 2013 году группа людей из университетов и частных компаний представила Европейской комиссии предложение о совместном финансировании проекта в рамках LIFE +, доработанного для разработки интегрированной платформы для расчета карт динамического шума в соответствии с полученными в реальном времени данными о шуме. В настоящее время проект близок к завершению, и он доказал корректность использованного предложенного подхода.

***Ключевые слова**: карты шума, мониторинг шума в реальном времени.*

Introduction

Dynamic noise maps are acoustic maps that are continuously and automatically updated using measured data provided by monitoring stations located on the field, close to sound sources. This application is now days extremely fast as no further recalculation of the sound propagation is required to adapt the noise map to the real-time measured data. The monitoring stations are located at relevant receiver positions where sound pressure levels are dominated by noise sources. For each of the monitored source and for the remaining sources, a complete noise map is calculated and saved for the entire mapping area.

Dynamic noise maps are achieved by scaling the noise levels of pre-calculated (basic) noise maps as a function of the difference observed between measured and calculated original grid data. The operation is provided for each source present in the mapping area. The updated total map is achieved by energetic summation of all updated noise maps. The updating process can either be based on automatically registered traffic count data or other source parameters. The idea of linking the output of sound level meters to noise calculation models to produce real-time maps is not new, but its implementation in a real complex environment with many sources, variable sound propagation scenarios and ‘low cost approach' was the aim of the project.

1. The Dynamap project

The Dynamap project, foresees the implementation in two pilot areas: the big ring road around city of Rome and part of the city of Milan. The two areas have different kind of traffic and different propagation scenarios. Infact, around the city of Rome the scenario is in principle simple but meteorological conditions have great influence on sound propagation, whereas inside the city of Milan the traffic is quite complex and the number of roads is very high, including intersections, one-way roads, inner rings and critical hot spots which can influence a great number of roads. Next chapters will describe the components of the system, how they interact to give real-time results on noise environment and how the output of the system can be used for a possible noise governance.

2. Pre-computed basic maps

As already described, the main idea behind Dynamap project was to scale some pre-computed noise maps according dynamically acquired noise data, so the first step of the project was related to the calculation of the basic noise maps. The calculation was made by means of SoundPLAN noise modelling software for the city of Rome, and CadnaA noise modelling software for the city of Milan. In both cases the computed maps were exported as tables with geographical coordinates (grid 10 meters) and computed noise levels. For the ring around Rome the road was divided in 19 sections, each of them located between two intersections: the assumption was that the traffic flow in each section is practically homogeneous. As for the city on Milan the roads were divided in 6 different kind of types, from the main roads to the small local roads.

3. Low cost monitoring station

Standard noise monitoring station are quite expensive and, in case of needs of many measuring points, the costs of a system using standard sound level meter can grow very quickly. In order to maintain the cost of the system quite chap, a special low-cost monitoring station was purposely developed using MEMs microphones. The developed stations were tested in saline climatic room in order to check the nstability od the system versus time. All the monitoring stations can be completely remote controlled and they use cellular phone network to transfer noise data to a central server. In addition, the monitoring stations can also use Ethernet

connection is available, as well as public WiFi network. The acquired data consist of 1/3 octave spectrum per second plus battery status, temperature.

4. System core

In order to scale the basic maps according to the measured data, and to sum them together for the global map computation, some calculation is thus necessary. Next picture shows how the data coming from the monitoring stations interact with the system in order to produce the global noise map. The computer who implements calculation has also the task to publish noise maps on a web site for the information to citizens and for technicians' investigations. More in details, each of the two systems (Milan and Rome) uses two different servers: one for data collection and the other for map sum and scale.

The choice to use different machines for the two systems and for the two tasks, for a total of four server, is due to the fact that the number of operations to collect data continuously from the 43 stations and operate the scale and sum process consumes a lot of computing power. In fact both Milan and Rome have maps of about 300,000 points and, in order to produce a new global map every 30 seconds, is necessary to perform a very huge number of operations; practically Milan requires 300,000x6=1,500,000 products plus 300,000 sums and 300,000 logs every 30 seconds, whereas Rome requires 300,000x19=5,700,000 products plus 300,000 additions and 300,000 logs with the same rate. In addition to the above Rome systems produce also a second map based on Harmonica Index, which practically consists in 600,000 more products and 600.000 more sums. Both server for maps calculation have also to make interpolations to produce contour maps, and to prepare results for the geoportal which takes care of their publication. The system is based on a LAMP machine (Linux, Apache, MySQL and PHP), implemented with Postgres and PostGIS extension, Geoserver and OpenstreetMap; the scripts for data publications are written in Phyton.

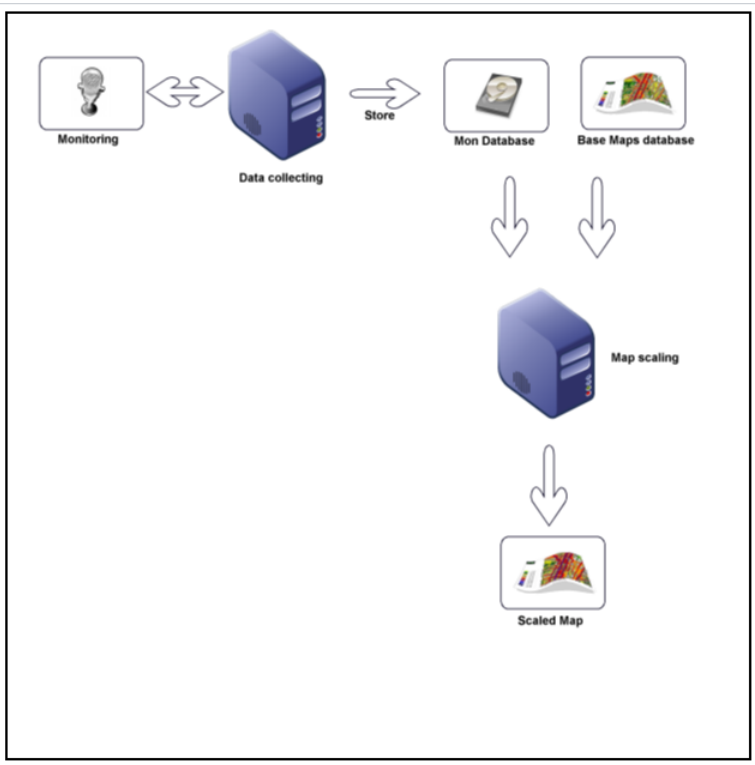


Fig. 1. Map scale and sum

Next figures show a portion of Milan dynamic noise map with low zoom level (left) and zoomed in (right), published on the geoportal on the web.

Fig. 2. Milan: Zoomed-out area

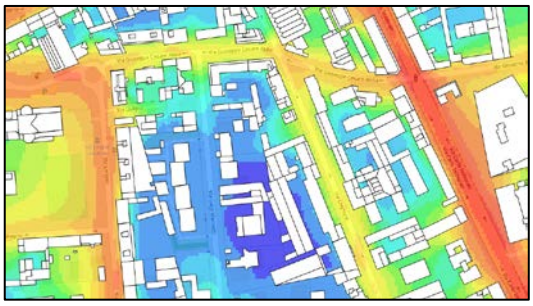


Fig. 3. Milan: Zoomed-in area

For each building in the maps is possible to show the actual levels, day and night limits, exceedance and number of exposed people according the data which are stored for each building in the associated database.

Following pictures shows the geoportal data for Rome area in the zoomed-out (total ring) and zoomed in (detail) versions.

Fig. 4. Rome: Zoomed-out area

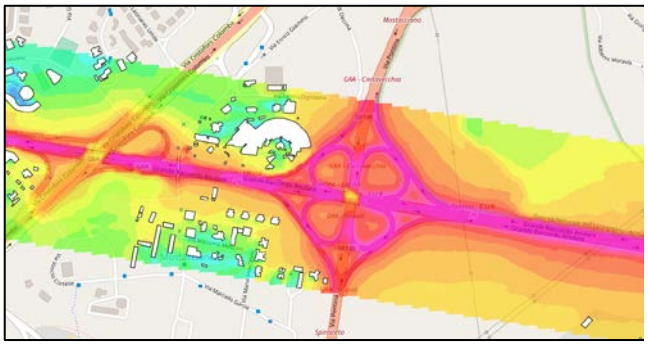


Fig. 5. Rome: Zoomed-in area

5. System validation

During last year some testing were performed to compare the predicted levels for some positions, with some measured data. More in details the tests compared the calculated time histories over one hour for twenty positions (ten in Rome and ten in Milan) with the measured one in the same period. The results of the test are very encouraging because the maximum difference between the computed level and the predicted ones are within 1.5 dB.

6. Possible Future implementation

At the present (march 2019) some investigation about possible future implementation are under investigation (CO, NOx, PM10, PM 2.5, etcetera). Another interesting possibility is about the opportunity to control variable message road sign according the result of the dynamic noise map, as for example dynamic speed limitation, alternative route, etcetera; in this case a deep investigation should be performed in order to predict how the traffic waves propagate according to the given information. Dynamap project will be terminate in the mid of 2019.

References

1. Cerniglia A, State of the art on real time noise mapping system and related software development 22th ICSV 2015, Florence, Italy, July 2015

2. Cerniglia A, Development of a GIS based software for real time noise maps update InterNoise 2016, Hamburg, Germany, August 2016

3. Cerniglia A, DYNAMAP: a powerful tool to improve environment ELPIT 2017, Samara, Russia, September 2017

4. Bellucci, Cerniglia, Coppi, Peruzzi, Nencini, Radaelli Informing the public on noise impacts through the web-gis Dynamap software application, EuroNoise 2018, Creta, May 2018

УДК 534.843.12
OECD 01.03.AA

Выбор размеров помещения в акустике малых форм

Гнутик А.П.[1], Черезов М.И.[2*]
[1]Главный научный консультант компании ООО «ТехноСонус»
[2]Инженер-акустик компании ООО «ТехноСонус»

Аннотация

При проектировании малых помещений музыкального назначения архитекторами зачастую игнорируется необходимость выбора размеров помещения, акустически согласованных с ожидаемой реакцией на возбуждение звуками низкочастотного диапазона, поскольку этот аспект проектирования не регламентируется нормативными документами. Однако любое помещение обладает свойствами резонатора и во-многом определяет качество прослушивания, поэтому пренебрегать учётом таких свойств нельзя. В лучшем случае, проектировщики в России при выборе размеров помещений руководствуются правилом «золотого сечения» или найденными эмпирическими соотношениями, полученными на основе статистики. В данной работе рассматривается вопрос поведения звукового поля низкочастотных мод применительно к проектированию малых музыкальных помещений. В статье излагается критика современного подхода и предлагается введение критериев акустического качества по выбору размеров помещения в том числе с точки зрения гармонически равномерного распределения низкочастотных мод. На основе этих критериев предлагается введение нового термина «Акустические размеры», а также описывается улучшенный метод подбора акустических размеров помещения. Данный метод реализован в виде компьютерного алгоритма, написанного на языке программирования C#.

Ключевые слова: архитектурная акустика, строительная акустика, низкочастотные моды, акустические размеры, акустическое проектирование, студийная акустика.

Selection of room sizes in acoustics of small shapes

Gnutik A.P.[1], Cherezov M.I.[2]*
[1]Acoustical consultant, ph.d., Techno Sonus ltd, Moscow, Russia
[2]Acoustical consultant, Techno Sonus ltd, Moscow, Russia

Abstract

When designing small musical rooms, designers and architects often ignore the need to select correct room size, from the acoustical point of view. It is because this aspect of design is not widely taken into consideration and it is not regulated by any terms and conditions in Russia. However, every room has the properties as a resonator and in many cases this determines the quality of listening. Therefore, it is not to be neglected in acoustical projecting. This paper discusses the behavior of the sound field of low frequency modes, concerning to the design of small musical rooms. The article presents the critique of the modern approach and proposes the introduction of acoustic quality criteria for the size of a room choice, including from this point of view a harmonically uniform distribution of low-frequency modes. On the basis of these criteria, the introduction of a new term "Acoustical limits" is proposed, and an improved method for selecting the acoustical dimensions of a room is described. This method is implemented as a computer algorithm written in the C# programming language.

Key words: *architectural acoustics, building acoustics, low frequency modes, acoustic dimensions, acoustic design, studio acoustics.*

[*]*Автор корреспондент: a.gnutik@tn-ss.ru (Гнутик А.П.)*

Введение

Будем рассматривать помещения, проектируемые для высококачественного воспроизведения музыки, которые, в большинстве своем, преимущественно прямоугольного сечения либо близки к этой форме. Известно, что длина, ширина и высота помещения определяют расположение комнатных мод в частотном спектре, а также плотность их распределения. Размеры определяют собственные частоты (моды), на которых могут присутствовать резонансы, и, таким образом, вносить свой вклад в частотную характеристику отклика помещения, способствуя тембральному окрашиванию звука. В настоящее время существуют зарубежные рекомендации, задающие соотношения размеров, руководствуясь которыми, современные архитекторы проектируют помещения, предназначенные для прослушивания высококачественных аудиозаписей или живых выступлений. Однако, как будет показано ниже, упомянутые соотношения размеров далеко не всегда отвечают критерию качественной акустики помещения в виде наименьших флуктуаций АЧХ в области низких частот.

1. История проблемы

Свойства помещения как прямоугольного резонатора обсуждаются относительно давно. Проблема низкочастотной модовой составляющей звукового поля рассмотрена, например, в классической работе Морза [1], где изложено подробное математическое описание поведения исследуемого явления.

Решение волнового уравнения для звукового давления в прямоугольном резонаторе:

$$\mathrm{p}_{n_x n_y n_z}(x, y, z) = C\cos(k_{n_x} x)\cos(k_{n_y} y)\cos(k_{n_z} z), \tag{1}$$

где $\mathrm{p}_{n_x n_y n_z}(x, y, z)$ – звуковое давление, k – волновой вектор.

Выражение для собственных частот резонатора:

$$\mathrm{f}_{n_x n_y n_z} = \frac{c_0}{2\pi}\sqrt{k_{n_x}^2 + k_{n_y}^2 + k_{n_z}^2} \tag{2}$$

$$\mathrm{f}_{n_x n_y n_z} = \frac{c_0}{2}\sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}, \quad n_x, n_y, n_z = 0,1,2,3\ldots \ , \tag{3}$$

где l_x, l_y, l_z – соответственно длина, ширина и высота помещения.

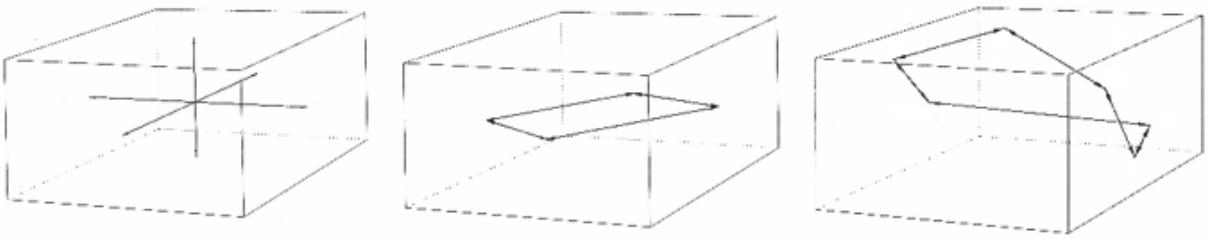


Рис. 1. Аксиальные, тангенциальные и косые моды в помещении (слева направо, соответственно)

Автор отмечает, что невозможно подобрать «идеальные» размеры прямоугольного помещения, позволяющие достичь абсолютно равномерной частотной характеристики отклика. Однако, обладая современными вычислительными ресурсами, можно, по возможности, приблизиться к этим значениям.

Существует ряд работ по определению критерия качества модального частотного распределения, обеспечивающего равномерную частотную характеристику помещения.

Болт [2] создал диаграммы, которые позволили ему предложить «хорошие» соотношения размеров комнаты. Его метод основан на вычислении среднего модального частотного интервала, чтобы попытаться достичь равномерно расположенных мод. Предполагается, что если модальные частоты будут равномерно распределены, то будет меньше проблем с пиками и провалами в модальном отклике. Однако уже тогда стало известно, что использование среднего расстояния между модами не является идеальным, и стандартное отклонение интервала между модами является более подходящей мерой. Предлагаются соотношения 2:3:5 и 1:2 1/3:4 1/3 (1:1,26:1,59), но Болт также отмечает, что существует широкая область, в которой приемлем критерий среднего модального частотного интервала. Это соотношение часто округляется до значений 1:1,25:1,6.

Лоуденом [3] были проведены вычисления модальных распределений для большого числа помещений. В результате автор опубликовал список предпочтительных размеров, выборку на основе одного показателя качества. Показатель качества, используемый для оценки соотношения комнат, представляет собой стандартное отклонение межмодового расстояния как критерий, используемый для достижения равномерно распределенных мод. Этот метод дает относительно известное соотношение размеров 1: 1,4: 1,9. Лоуден провел расследование, изучив 125 комбинаций соотношений размеров комнат с интервалом 0,1. Однако, этот тип дискретного поиска довольно опасен, поскольку может ограничить нахождение потенциально приемлемых решений.

Гилфорд [4] предложил более свободную модель, согласно которой модальные частоты рассчитываются и сортируются, а затем ищутся группировки-совпадения и пропуски, предполагая, что модальная полоса пропускания составляет около 20 Гц. Размеры корректируются и производится перерасчет, пока не будет достигнуто удовлетворительное равномерное распределение. Это трудоемкий процесс, который нужно выполнять вручную, но этот тип итеративного поиска легко выполняется современными компьютерами с использованием методов численной оптимизации. Именно этот тип оптимизации представлен ниже в работах [7, 8] в качестве метода выбора размеров помещения. Кроме того, в дополнение к использованию числовой оптимизации для облегчения поиска, в [7, 8] подробно описана другая основа для выявления модовых эффектов. Гилфорд также утверждает, что соотношение 2:3:5, предложенное Болтом, не совершенно, и что осевые моды вызывают наибольшее тембральное окрашивание звука в помещениях.

Бонелло [5] разработал критерий, основанный на том факте, что модальная плотность не должна уменьшаться при переходе от одной треть-октавной полосы к следующей более высокой частотной. Моды с совпадающими частотами допускаются только в одной треть-октавной полосе при наличии пяти или более мод. Обоснование его методологии основано на его опыте работы консультантом в 35 комнатах.

Уокер [6] предложил низкочастотный показатель качества на основе модального частотного разнесения. Автор заключает, что слепое применение так называемых «оптимальных соотношений» размеров не обязательно приводит к лучшему помещению, потому что акустическое качество комнаты зависит от объема. Новый метод, описанный в этой статье, не использует обобщенные соотношения комнат и поэтому позволяет избежать этой проблемы.

Как утверждают в своей работе [7,8] авторы Кокс и Д’Антонио, все вышеперечисленные методы имеют ограничения. Уравнение (3) применимо только для

жестких поверхностей. Поглощение на ограждениях, смещает собственные частоты. Это, по их мнению, имеет решающее значение для критериев оценки, как и в случае всех вышеперечисленных методов, которые исследуют модальные частоты или разнесение мод. В методе, изложенном в [7, 8], используется теоретическая модель, которая, хотя и не идеальна, является хорошим приближением к точной модели низкочастотного поведения помещения. Другой эффект поглощения состоит в том, что оно по-разному действует на осевые, тангенциальные и косые моды – например, осевые моды, как правило, будут иметь наибольшую величину и наименьшее затухание. Ни один из предыдущих методов не объясняет этого, хотя Гилфорд, например, отметил важность осевых мод.

В целом, если говорить о практическом применении, данные модели и алгоритмы оптимизации, основанные на них, требуют проведения работы по вычислению средних акустических импедансов всех ограждений, для чего необходимо заранее знать распределение поглощающих материалов по поверхностям помещения, что является довольно затруднительным. Также стоит заметить, что для помещений критической музыкальной направленности при наличии существенно поглощающих поверхностей попытки применять модальный анализ теряют практический смысл. И в пределе в хорошо заглушенном помещении, также, как и на открытом пространстве нет смысла говорить о высоком качестве воспроизведения и восприятия звука. И видимо, есть глубокий смысл в том, что наиболее акустически выдающиеся помещения имеют минимальное количество поглощающих материалов.

2. Отечественные и зарубежные нормативные требования для акустики малых помещений

2.1. Требования СП 51.13330.2011

Из нормативных требований в России, на настоящий момент существуют лишь два абзаца свода правил «Защиты от шума» [9], касающиеся зальных помещений, однако не приводятся правила проектирования для малых помещений. То есть, проектирование малых акустических помещений (по крайней мере, в России) никак не регламентируется.

2.2. Международные стандарты и рекомендации

Существует ряд стандартов – статистически полученных соотношений между длиной, шириной и высотой помещения, которые должны обеспечивать равномерное распределение низкочастотных мод. Однако, можно заметить, что эти соотношения дают хорошие результаты не во всех случаях. Например, приведем калькулятор, основанный на рекомендациях [10, 11], использующих методику, разработанную в 1993 году Робертом Уокером после серии исследований, проведенных в инженерном департаменте BBC (Research Department Engineering Division of BBC). Соотношение выглядит следующим образом:

$$1{,}1\cdot\frac{w}{h}\le\frac{l}{h}\le 4{,}5\cdot\frac{w}{h}-4,\qquad \frac{l}{h}<3,\quad \frac{w}{h}<3, \tag{4}$$

где l – длина, w – ширина, и h – высота помещения.

Кроме того, должны быть исключены целочисленные соотношения длины и ширины помещения к его высоте в пределах +/- 5%.

На рисунке ниже показан скриншот данного онлайн-калькулятора. Справа – иллюстрации модального распределения (левая – только для осевых мод) по диаграмме из работы [12].

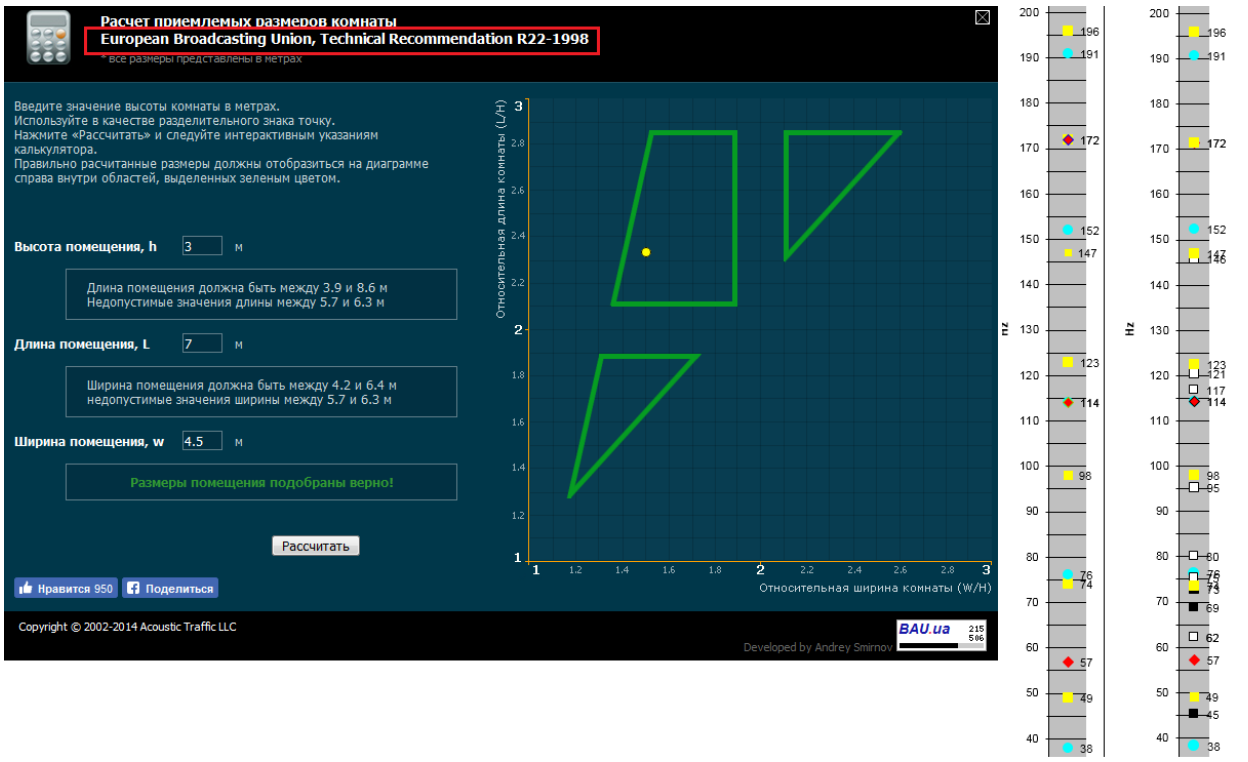


Рис. 2. Расчёт оптимальных размеров помещения по европейским рекомендациям и распределение модальных частот в басовом диапазоне

Можно заметить, что эти соотношения не всегда дают “хорошие” результаты. Имеем несколько больших частотных промежутков с отсутствием мод, а также частотные совпадения осевых мод на 114 Гц, 172 Гц.

Представим также результат расчета модальных частот для выбранных по популярному правилу «золотого сечения» размеров 3,63*4,85*9,50 м:

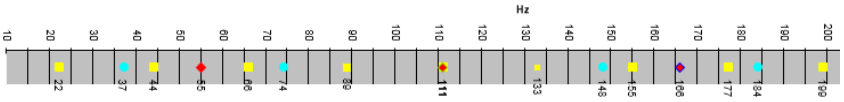


Рис.3 Распределение модальных частот в помещении с размерами, определенными правилом «золотого сечения»

Видим, что при таких размерах будет наблюдаться заметная неравномерность (усиление или ослабление) звука в диапазонах частот 35-36 Гц, 71-72 Гц, 106-108 Гц, 141-144 Гц.

Соотношение, полученное Болтом (2:3:5), приводит к следующему модальному спектру:

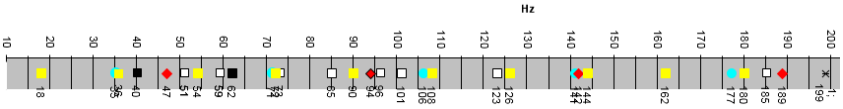


Рис.4 Распределение модальных частот в помещении с отношением размеров 2:3:5

Как видно, здесь тоже наличествует проблема совпадающих модальных частот.

3. Новый критерий

Чтобы определить критерий равномерности распределения мод пришлось обратиться к особенностям слухового восприятия в области низких частот. Как известно, частота звука воспринимается человеческим слухом не абсолютно, а «относительно». К примеру, разница между нотами “ля” и “си” первой октавы составляет приблизительно 26 Гц, а ноты “ля” и “си” второй октавы различаются уже приблизительно на 52 Гц. То есть, важно отношение частот сравниваемых по высоте звуков (имеются в виду частоты основных тонов). Полутон (минимальный интервал равномерно темперированного строя) соответствует отношению частот в $\sqrt[12]{2}$ раз, что установлено эмпирически в позапрошлом веке. Также известно, что частотное разрешение человеческого слуха ухудшается с повышением частоты. В работе [13] приведены следующие результаты (рис. 5,6):

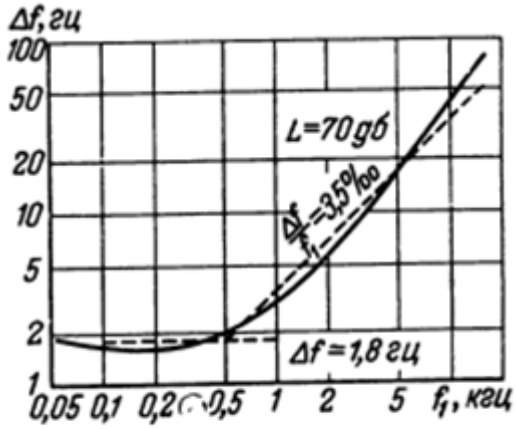


Рис. 24.4. Минимально ощущаемая девиация Δf тона в функции его частоты

Рис.5. К частотной разборчивости слуха

А также в работе [14] :

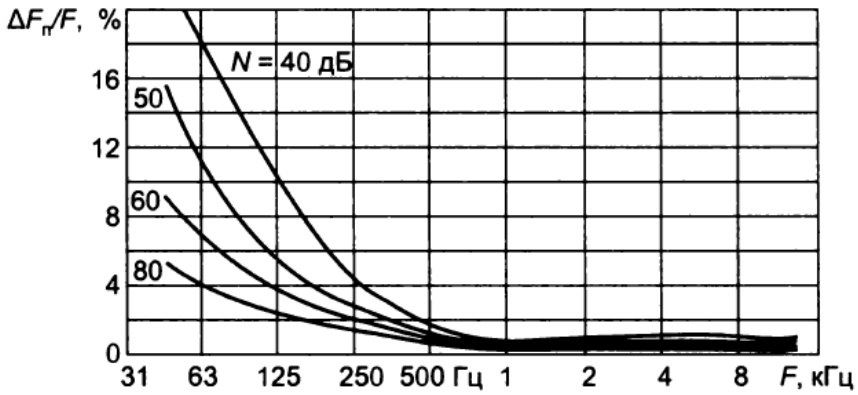


Рис.6. Иллюстрация частотной разборчивости слуха из работы Вахитова, Ковалгина и др.

В целом, в диапазоне частот до 1 кГц порог различимости по частоте равен 2-3 Гц. В ряде работ (например, [15]) приводится значение разрешающей способности в

1 Гц в диапазоне до 1 кГц. Однако, отличить на слух даже 997 Гц от 1000 Гц на практике просто нереально, так что с этим трудно согласиться.

Исходя из вышесказанного, в качестве условия равномерности примем “относительную” равномерность, то есть условие одинаковости отношений частот соседних резонансных мод во всей басовой части спектра (до 200 Гц) которую назовём «гармонической». При этом необходимо, чтобы между соседними частотами была разница не менее полутона (или 3 Гц – полутон для 50 и 53 Гц), иначе для слушателя моды «сольются», и он будет наблюдать заметное усиление или ослабление определенных нот. Также необходимо, чтобы между пиками резонансной АЧХ не было широких промежутков, так как в этом случае произойдёт обеднение или даже провалы звучания в некоторых диапазонах. Для этого следует добиваться максимальной плотности распределения мод. Это насыщение модами определяется максимальным размером помещения, который задает минимальный интервал частотного квантования мод. На графике ниже (рис. 7) представлен рост количества мод в помещении с увеличением объема.

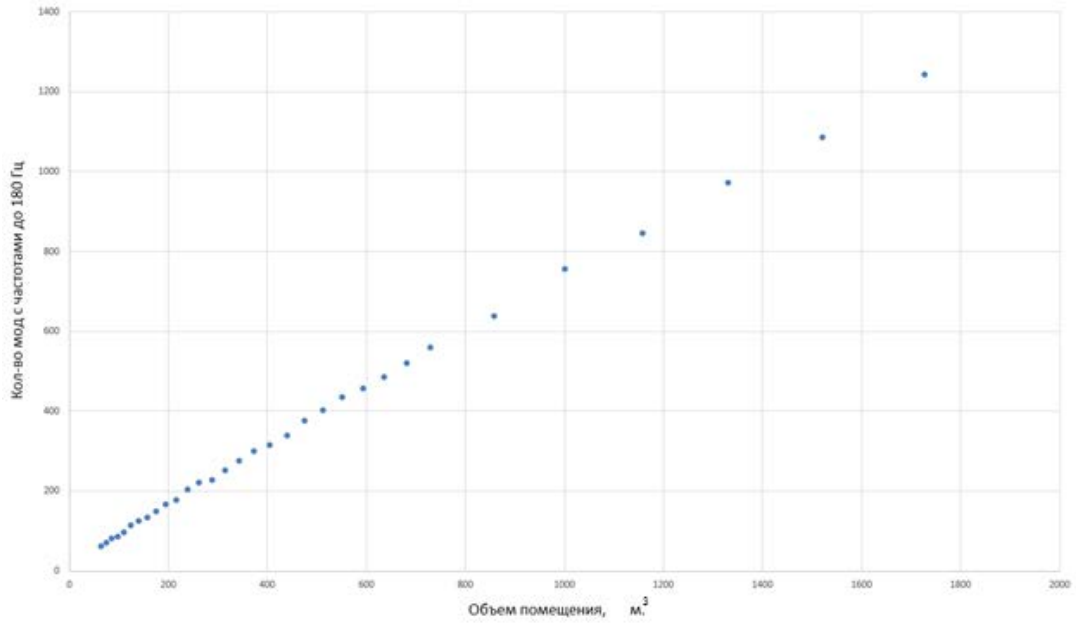


Рис.7. Зависимость количества мод в помещении от объёма

Данная зависимость, близкая в тренде к линейной, хорошо иллюстрирует тот факт, что для максимального насыщения помещения модами необходимо выбирать наибольший возможный объём помещения. Такие же результаты дает использование теоретической формулы количества мод в помещении, вывод которой представлен в [1].

Как было справедливо замечено в [7, 8], использование формулы (3) на практике справедливо только для прямоугольного помещения, ограниченного жёсткими стенками, поскольку наличие поглощения стен вызывает частотное смещение мод. Исходя из значений, указанных в статье [16], можно считать, что стены с поверхностью ≥ 40 кг/м^2 являются достаточно жёсткими, что вполне реализуемо в строительной практике.

С учетом всего вышесказанного, на основе сформулированных критериев качества низкочастотной акустики помещения, в практику нормирования и проектирования акустики малых помещений предлагается ввести новый термин «Акустические размеры».

Акустические размеры *– это размеры жёстких ограждений помещения, обеспечивающие наиболее насыщенный и гармонически равномерный спектр модальных частот басового диапазона, в соответствии с функциональным назначением помещения.*

В данном определении гармоническая равномерность подразумевает постоянство отношения частот соседних мод с ростом частоты, а именно – геометрическую прогрессию. В реальных условиях акустического проектирования акустические размеры – всегда компромисс между эргономикой и функциональным назначением. Функциональное назначение помещения с точки зрения модального распределения представляет собой сдвиг гармонически равномерного распределения вдоль частотной шкалы вниз или вверх. Именно это обстоятельство будет определять разницу между помещением, ориентированным для воспроизведения более или менее «басовитого» звука. Именно это определяет приоритет в звучании помещения симфонической или, например, джазовой направленности, именно это оказывает определяющее влияние на тембральное окрашивание звука.

3.1 Алгоритм поиска акустических размеров

Шаг 1. Подбор размеров по осевым модам

По формуле (3) строится спектр собственных модальных частот до 180 Гц, затем спектр сортируется по увеличению частоты моды. Далее варьированием размеров помещения l_x, l_y, l_z в заданных пределах достигаем оптимальных значений, при которых

$$\begin{aligned} &\left[\max(\Delta) - \min(\Delta)\right] \to \min, \\ &\Delta_i = \frac{f_{i+1}}{f_i}, \quad \frac{f_{i+1}}{f_i} \geq \sqrt[12]{2}. \end{aligned} \tag{5}$$

Таким образом, на выходе получается гармонически равномерный спектр из k мод, в котором $\Delta_i \to \Delta_{i+1}$, $i = 1,2,3...(k-1)$.

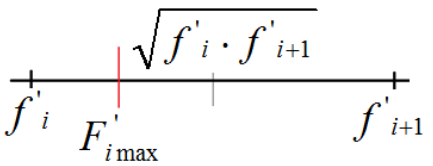
Следует заметить, что осевые моды, как правило, имеют существенно бóльшую амплитуду, чем тангенциальные и косые (это показано, например, в [1]). Поэтому оптимизацию разумно проводить в первую очередь именно по осевым или аксиальным модам.

Шаг 2. Подбор размеров по всем модам – "микроподстройка"

Затем, найдя значения l_x', l_y', l_z', задающие равномерный спектр осевых мод, перейдем к «микроподстройке» размеров помещения, добавив в спектр также тангенциальные и косые моды. Снова сортируем спектр по возрастанию и решаем задачу. При этом необходимо изменить границы варьирования l_x, l_y, l_z так, чтобы, по возможности, не нарушить условия минимального частотного расстояния между аксиальными модами, то есть варьировать размеры возле найденных оптимальных значений. Можно применить, например, условие

$$\begin{aligned} l'_{\max} &= l' \cdot \delta, \\ l'_{\min} &= l' \cdot \delta^{-1}, \\ \delta &= \sqrt[4]{\min\left(\Delta\left(f'\right)\right)}. \end{aligned} \tag{6}$$

Здесь $\min\left(\Delta\left(f'\right)\right)$ – отношение между ближайшими соседними частотами из спектра осевых мод.



$$F'_{i\max} = \sqrt{f'_i \cdot \sqrt{f'_i \cdot f'_{i+1}}}$$

Рис.8. Иллюстрация к расчету новых границ поиска акустических размеров при оптимизации по всем модам

Здесь $F'_{i\max}$ (обозначена красным на рис.8) – крайняя частота i-ой моды, соответствующая значениям $l'_{\min}$. Аналогичным образом можно вычислить частотную границу, соответствующую значениям $l'_{\max}$.

Шаг 3. Проверка найденного решения на устойчивость к отклонениям

Полученные оптимальные наборы размеров могут находиться как в области неустойчивых решений, так и в области искомых устойчивых. Это связано со всевозможными незначительными отклонениями при строительстве и монтаже, к отклонениям скорости звука, связанным с возможными изменениями температуры, а также к наличию некоторого поглощения на стенах помещения, вызывающего смещение модальных частот. И в случае использования наборов из области неустойчивых решений все усилия могут оказаться напрасными. Поэтому каждое найденное решение подвергается проверке на чувствительность к малым изменениям возле найденных значений и на соответствие определению.

3.2 Расчетная программа A.Lim ®

В рамках приведённого алгоритма на языке C# реализована программа, подбирающая оптимальные размеры помещения (пока без проверки на устойчивость).

Интерфейс программы показан на рисунке 9.

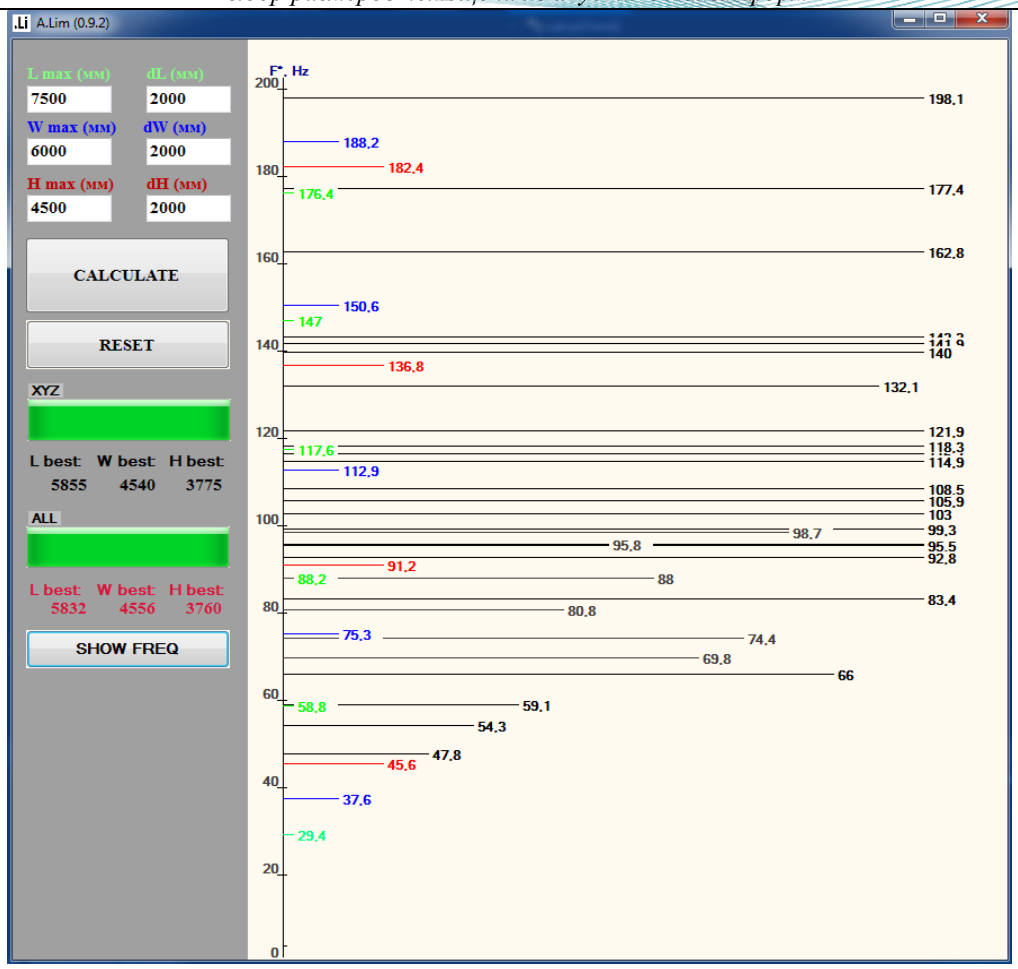


Рис.9. Интерфейс программы A.Lim 0.9.2. Тангенциальные и косые моды высоких порядков не включены в график ввиду большой плотности распределения и малой амплитуды.

На рисунке цветами показаны аксиальные моды, черным цветом – тангенциальные и косые.

Заключение

Проблема гулкости в малых помещениях обычно решается за счёт насыщения ограждающих поверхностей материалами звукопоглощения. Такой традиционный подход имеет свои преимущества и недостатки. К недостаткам можно отнести те случаи, когда гулкость является следствием влияния самого помещения, как низкочастотного резонатора. И тогда возможны ситуации, когда для устранения гулкости в басовом диапазоне приходится перенасыщать помещение звукопоглотителями, что приводит к неоправданно высоким бюджетным затратам, а иногда даже это не приносит ожидаемого улучшения акустики помещения. Такой метод не может быть применим к помещениям музыкальной направленности – стереосалонам, домашним кинотеатрам с высокими требованиями к качеству воспроизведения и прослушивания. Добиться устранения гулкости можно при условии подбора таких размеров помещения в жёстких ограждениях, например, контура шумоизоляции, которые задают благоприятное модальное распределение, при котором сведена к минимуму вероятность образования низкочастотных резонансов, приводящих к резкой неравномерности звучания и задающих его неприемлемую тембральную окраску.

В данной работе предпринята попытка выстроить критериальную структуру процедуры выбора благоприятных размеров, которые в совокупности определяют термин «Акустические размеры», предложенный к рассмотрению в качестве базового понятия в

отечественную систематику акустического нормирования и проектирования. Излагается компьютерный алгоритм поиска акустических размеров помещения, отвечающих вводимым критериям качества.

Для практического применения программы A.Lim в версии 0.9.2 вводятся максимальные архитектурные размеры, а также диапазон допустимых изменений. После выполнения алгоритма выводятся акустические размеры, найденные в заданных пределах, и графическое отображение спектра модальных частот, на котором видно, насколько разнесены частоты аксиальных, тангенциальных и косых мод помещения. Разработанная программа представляет собой законченный расчётно-аналитический инструмент, который может оказаться полезным архитекторам, проектировщикам и инженерам-акустикам для решения задач акустического проектирования.

Список литературы

1. Морз Ф. Колебания и звук. М. - Л.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1949. — 497 с.;

2. R.H.Bolt. Note on the normal frequency statistics in rectangular rooms. J.Acoust.Soc.Am. 18(1) 130-133. (1946)

3. Louden M.M. Dimension ratios of rectangular rooms with good distribution of eigentones. Acustica. 24. 101-104 (1971).

4. C.L.S.Gilford. The acoustic design of talk studios and listening rooms. J.Audio.Eng.Soc. 27. 17-31. (1979)

5. O.J.Bonello. A new criterion for the distribution of normal room modes. J.Audio.Eng.Soc. 29(9) 597-605 (1981). Note erratum given in 29(12) 905 (1981);

6. Walker R. Walker. Optimum Dimension Ratios for Small Rooms. Preprint 4191.100th Convention of the AES. (5/1996);

7. Cox T.J, D'Antonio P. Determining Optimum Room Dimensions for Critical Listening Environments: A New Methodology. 110th Convention of the AES (5/2001);

8. Cox T.J, D'Antonio P., Avis M.R. Room Sizing and Optimization at Low Frequencies;

9. СП 51.13330.2011 «Защита от шума»;

10. European Broadcasting Union, TR R22, 1998;

11. International Telecommunication Union Recommendation ITU-R BS.1116-1,1998;

12. Golovkin P. The influence of atmosphere conditions to airborne sound insulation measurements. P., The University of Toledo, C.H.S. Private message;

13. Цвикер Э., Фельдкеллер Р. Ухо как приемник информации: пер. с нем. под ред. Б.Г. Белкина. — М.: Связь, 1971. — 255 с.;

14. Вахитов Ш.Я., Ковалгин Ю.А., Фадеев А.А., Щевьев Ю.П. Акустика: учебник для вузов. М.: Горячая линия - Телеком, 2009. — 660 с.;

15. Алдошина И., Приттс Р. Музыкальная акустика: учебник. — СПб.: Композитор, Санкт-Петербург, 2006. — 720 с.;

16. ОДМ 218.2.013–2012;

17. Everest F.A., Pohlmann K.C. Master Handbook of Acoustics 5th ed. — McGraw-Hill/TAB Electronics, 2009. — 510 p.

УДК 628.517.2
OECD 01.06.GU

Вопросы применения СП 276.1325800.2016 для оценки шумового воздействия от движения транспорта

Иванов А.В.1*, Никифоров А.В.1, Кузьмицкий А.М.1
[1]ООО «ТЕХНОПРОЕКТ», г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Выполнен краткий обзор отдельных разделов действующего свода правил СП 276.1325800.2016, регламентирующего правила проектирования защиты от шума транспортных потоков. Обозначены актуальные вопросы и имеющиеся неопределенности по основным этапам акустического расчета, связанные с определением шумовых характеристик потоков различных видов транспорта, с прогнозированием распространения транспортного шума на местности с учетом факторов, влияющих на его величину, а также с несогласованностью некоторых положений различных нормативных документов, применяемых для оценки транспортного шума. Для отдельных рассмотренных проблем авторами статьи предложены возможные варианты решения имеющихся недостатков и необходимой коррекции расчетных зависимостей в актуальной документации.

Ключевые слова: транспортный поток, шум, акустический расчёт.

Questions of application SP 276.1325800.2016 for evaluation impact from traffic noise

Ivanov A.V.[1], Nikiforov A.V.[1], Kuzmitsky A.M.[1]*
[1]OOO "TECHNOPROJECT", Saint-Petersburg, Russia

Abstract

A brief overview of the individual sections of the current set of rules SP 276.1325800.2016, regulating the rules for designing protection against traffic flow noise, has been completed. Topical issues and current uncertainties are identified for the main stages of acoustic calculation, related to determining the noise characteristics of various types of transport streams, predicting the propagation of traffic noise on the ground, taking into account factors affecting its magnitude, as well as inconsistencies in some provisions of various regulatory documents used for traffic noise estimates. For individual problems considered, the authors of the article proposed possible solutions to the existing shortcomings and the necessary correction of the calculated dependencies in the current documentation.

Key words: *traffic flow, noise, acoustic calculation.*

Введение

Основным нормативным документом для расчета транспортного шума в России в настоящее время является СП 276.1325800.2016 [1] (введен в действие с 4 июня 2017 г.). В этом документе изложены методы расчета шумовых характеристик потоков транспорта, методы оценки и прогнозирования распределения уровней транспортного шума на территориях и в помещениях, методы составления оперативных карт шума отдельных территорий (населенного пункта в целом) и правила разработки рекомендаций по проектированию мероприятий по защите от шума.

В СССР первый период активного развития науки и практики, связанной с оценкой и способами защиты от шума транспорта, пришелся на 70-90-е года прошлого

*Автор корреспондент: sales@noiseview.ru (Иванов А.В.)

века [2]-[8]. В актуальном документе [1] нашли отражение, как базовые подходы советской научной школы, так и результаты современных исследований, проводимых в последнее десятилетие.

Рассмотрим некоторые актуальные вопросы применения рассматриваемого документа, связанные с описанием основных параметров акустического расчета транспортного шума.

1. Расчет шумовой характеристики транспортного потока

1.1. Эквивалентный уровень звука автотранспортного потока

На стадии проекта детальной планировки района (микрорайона) шумовая характеристика транспортного потока (ШХТП) в виде эквивалентного уровня звука на расстоянии 7,5м от оси ближней полосы определяется по формулам (1) - (4) [1]:

$$L_{Аэкв7.5} = L_{Атр.п} + \Delta L_{Агруз} + \Delta L_{Аск} + \Delta L_{Аук} + \Delta L_{Апок} + \Delta L_{Арп} + \Delta L_{Апер}, \quad (1)$$

$$L_{Атр.п} = 50 + 8{,}8\,\lg N_{дн./н.}, \quad (2)$$

$$N_{дн} = 0{,}076 N_{сут}, \quad (3)$$

$$N_{н} = 0{,}039 N_{сут}, \quad (4)$$

с учетом интенсивности движения в час пик день/ночь $N_{дн./н.}$ (ед/ч), вычисляемой в зависимости от среднегодовой суточной интенсивности $N_{сут}$ (ед/сут), и коррекций на долю грузовых машин $\Delta L_{Агруз}$, на скорость $\Delta L_{Аск}$, уклон $\Delta L_{Аук}$, тип покрытия $\Delta L_{Апок}$, ширину разделительной полосы $\Delta L_{Арп}$ и наличие перекрестков $\Delta L_{Апер}$. Коррекции определяются по таблицам 6.2-6.7 [1].

Для стадии ТЭО или разработки генплана города – по табл. 6.1[1] в зависимости от категории дороги и числа полос или по формуле (7) [1]:

$$L_{Аэкв} = 9{,}51\lg N + 12{,}64\lg V + 7{,}98\,\lg(1+p) + 11{,}39, \quad (5)$$

в зависимости от интенсивности движения N (ед/ч), скорости V(км/ч) и доли грузовых машин в потоке p (%).

В таблице 10[1] приведены спектральные поправки для разложения эквивалентного уровня звука по октавным полосам частот (63-8000 Гц).

Расчет ШХТП в целом не представляет особой сложности. Формулы (1) - (4) [1] для расчета ШХТП аналогичны использованным ранее в [11].

В табл. 6.2[1], также как и в табл. 6.2[11] осталась неопределенность, какое значение коррекции $\Delta L_{Агруз}$ принимать при интервале от 61 до 64 % доли грузовых машин в потоке. Ряд вопросов вызывает описание и применение коррекции для нерегулируемого пересечения $\Delta L_{Апер}$, которая в рассматриваемом документе определяется по некорректно переведенной на русский язык методике из [17]. В п. 6.2.12[1] отсутствует формула для расчета параметра $\Delta L_{Апер}$ в явном виде для случая нерегулируемого пересечения. Непосредственное использование в расчетах ф-лы (5) [1]

$$L_{Аэкв\_РТ} = L_{I-I} + [L_{II-II} - (3.0 + 0.1x)] \quad (6)$$

приводит к существенно завышенным ошибочным результатам (в ф-ле приведено арифметическое суммирование, а должно быть энергетическое). В первоисточнике (стр. 58, п.2.1.7 в [17]) первый знак «+» перед скобками был в кружке, что в [17] означало энергетическое суммирование.

Также не указана область применения ф-лы (6) – согласно [17] она используется для расчета пересечений улиц типа «U» (2-х сторонняя плотная застройка домами). Параметр x - должно быть расстояние от расчетной точки до угла фасада у перекрестка

(см. рис. 3.4 [17]). Отсутствуют ссылки, по каким формулам вычисляются значения $L_{I\text{-}I}$ и $L_{II\text{-}II}$.

Учитывая имеющиеся вопросы и ограничения в области применения, предлагается уточнить описание коррекции $\Delta L_{Апер}$ в п.6.2.12[1], указав, что для случая нерегулируемого пересечения коррекция $\Delta L_{Апер}$ в явном виде не определяется, а учет пересечения выражается в энергетическом суммировании уровней шума в расчетной точке от воздействия прилегающей дороги и участка пересекающей дороги.

1.2. Максимальный уровень звука автотранспортного потока

Максимальный уровень звука на расстоянии 7,5м от оси ближней полосы принимается согласно ГОСТ 42.51, при скорости движения V = 50 км/ч на расстоянии 7,5м:

– для потока легковых автомобилей $L_{Амакс50}$ = 74 дБА;

– при наличии в потоке грузовых автомобилей и/или автобусов $L_{Амакс50}$ = 80 дБА.

Коррекция на скорость V (км/ч) - по ф-ле (6) [1]:

$$L_{АмаксV} = L_{Амакс50} + 32 \lg(V/50). \quad (7)$$

1.3. Эпизодические проезды отдельных автомобилей

Для эпизодических проездов машин рекомендуется оценка шумовой характеристики только по максимальному уровню звука $L_{Амакс50}$ = 74 (80) дБА, соответственно для проезда легковых (грузовых) машин, с коррекцией на скорость движения по ф-ле (7).

При расчете максимальных уровней шума для эпизодических проездов машин использование формулы для коррекции на скорость может привести к занижению расчетных уровней шума при фактически малых скоростях движения на местных проездах, поэтому необходимо при последующей актуализации документа обозначить пределы применимости ф-лы (7).

1.4. Шумовые характеристики других видов транспорта

Шумовые характеристики проезда троллейбусов, трамваев, железнодорожных поездов, открытых линий метрополитена и водных судов назначаются согласно рекомендациям в п.6.3-6.7 [1].

ШХТП потоков троллейбусов принимают по таблицам 6.9-6.11[1] с учетом модели транспортного средства, интенсивности движения, числа полос и скорости движения.

ШХТП потоков трамваев принимают по таблице 6.13[1] с учетом интенсивности движения и типа верхнего строения пути.

ШХТП потоков железнодорожных поездов рассчитывают по формулам (13)-(26)[1], с учетом коррекций на тип пути, наличие криволинейных участков и мостов (таблицы 6.15-6.17[1]), в целом аналогично методике, приведенной в ГОСТ33325 [14].

Имеются некоторые расхождения между [1] и [14] в отдельных позициях расчета потоков железнодорожных поездов. Отличаются состав корректирующих поправок к шумовой характеристике (в [1] их три, а в [14] – пять), радиус кривизны для коррекции на прохождение кривых участков (в [1] $\Delta L_{кр}$ = 3 дБА при радиусе от 300 до 500м, а в [14] – от 300 до 650м), коррекция на тип моста (в [1] армированный бетонный мост с балластным слоем и подбалластным матом $\Delta L_{мост}$ = 0 дБА, а в [14] армированный бетонный мост с балластным слоем $\Delta L_{мост}$ = 3 дБА). Расчетные формулы (19)-(22)[1] для максимального уровня звука отличаются от формул (8)-(11)[14] составом формул и коэффициентами. В п.6.5.9 имеется ограничение в величине максимального уровня звука (если расчетные

L_{Amax} превышают $L_{Аэкв}$ более чем на 15 дБА, то $L_{Amax} = L_{Аэкв} + 15$), которое отсутствует в [14]. Принимаемое значение максимального уровня звука за время оценки (п.6.5.12, ф-лы (24) и (25)[1]) отличается от указаний п.6.2 ф-ла (12)[14]. Для устранения указанных различий необходимо при последующей актуализации документов согласовать методики расчета по [1] и [14].

ШХТП потоков открытых линий метрополитена рассчитывают по формулам (27)-(29)[1] с учетом интенсивности *N*, скорости *v* и длины поезда *l*. В формулах (27) и (28) [1] имеются опечатки, существенно завышающие эквивалентные уровни звука и занижающие максимальные уровни звука.

Для формулы (27) [1] для расчета эквивалентного уровня звука

$$L_{A\,экв} = 101 \lg (N) + 24{,}91 \lg (v) + 101 \lg(l / R_0) + 2, \quad (8)$$

корректный вариант будет

$$L_{A\,экв} = 10 \lg (N) + 24{,}9 \lg (v) + 10 \lg(l / R_0) + 2, \quad (9)$$

аналогично ф-ле (3.60) СП23-104[15].

Для формулы (28) [1] для расчета эквивалентного уровня звука

$$L_{Amax} = 35\lg(N) + 10\lg\left(\frac{arctg\left(l/2R_0\right)}{R_0}\right) + 27{,}7\,, \quad (10)$$

корректный вариант будет

$$L_{Amax} = 35\lg(v) + 10\lg\left(\frac{arctg\left(l/2R_0\right)}{R_0}\right) + 27{,}7\,, \quad (11)$$

аналогично ф-ле (3.64) [15].

ШХТП потоков водных судов принимают по таблице 6.20[1] с учетом типа судна и интенсивности движения.

Для указанных видов транспорта в документе [1] имеются таблицы для разложения эквивалентных уровней шума по октавным полосам частот (63-8000 Гц).

2. Состав формулы для вычисления уровней звука в расчетной точке

Эквивалентные уровни звука определяются по ф-ле (31) [1]:

$$L_{AэквРТ} = L_{Aэкв} - L_{Арас} - L_{Авоз} - L_{Ав/т} - L_{Апок} - L_{Азел} - L_{Аэкр} - \Delta L_{Aa} - L_{Азас} + L_{Аотр}\,, \quad (12)$$

с учетом коррекций на расстояние $L_{Арас}$, затухание в воздухе $L_{Авоз}$, турбулентность атмосферы $\Delta L_{Ав/т}$, поглощение поверхностью $L_{Апок}$, зелеными насаждениями $L_{Азел}$, экранирующими сооружениями $L_{Аэкр}$, ограничения угла видимости дороги $\Delta L_{Aα}$, влияние придорожной застройки $L_{Азас}$ и отражения звука $L_{Аотр}$. Коррекции определяются согласно разделам 7.4-7.12 и 11[1].

Максимальные уровни звука определяются по ф-ле (32):

$$L_{AмаксРТ} = L_{Aмакс} - L_{Арас} - L_{Авоз} - L_{Ав/т} - L_{Апок} - L_{Азел} - L_{Аэкр} - \Delta L_{Aa} - L_{Азас} + L_{Аотр}. \quad (13)$$

Вызывает вопросы обоснованность расчёта снижения максимального уровня звука по полной аналогии с расчётом эквивалентного уровня, так как это противоречит используемым ранее методикам расчета, например, в [6] или в актуальном ГОСТ 33325 [14], где при расчете снижения максимального уровня звука не учитываются такие параметры, как влияние поверхности территории, ограничение угла видимости, влияние придорожной застройки и коррекция на отражение от ограждающих конструкций. Предлагаемый уточненный вариант для ф-лы (14):

$$L_{\text{АмаксРТ}} = L_{\text{Амакс}} - L_{\text{Арас}} - L_{\text{Авоз}} - L_{\text{Ав/т}} - L_{\text{Азел}} - L_{\text{Аэкр}}. \quad (14)$$

Согласно п. 7.3.4 распространение и снижение шума на местности допускается также рассчитывать по ГОСТ 31295.2 [10].

3. Расчет снижения уровня шума расстоянием

На современном этапе для расчета эквивалентных уровней звука нашел применение подход, при котором дорога рассматривается как линейный источник конечной длины и используется универсальная расчетная зависимость, описывающая все закономерности расширения звуковой волны по мере удаления от него: от цилиндрического расширения через квазицилиндрическое к сферическому ([1], [11], [12], [13]).

Эквивалентные уровни звука корректируются расстоянием по ф-ле (33) [1]:

$$L_{Аэкв\,рас.} = 10lg\left[arctg(\frac{l}{2R_0})\right] - 10lg\left[arctg\,\frac{l}{2R}\right] - 10lg\left(\frac{R}{R_0}\right). \quad (15)$$

Формула (33) [1] является аналогом ф-лы (7.2)[11], но в ней имеется опечатка. Вместо $10\lg(R/R_0)$ в скобках должно быть $10\lg(R_0/R)$ (как в ф-ле (7.2) [11]). В противном случае, при подстановке результата в ф-лы (31)-(32) [1] получается, что с увеличением расстояния шум тоже увеличивается, что противоречит физическому смыслу параметра. Предлагаемый вариант ф-лы (33):

$$L_{Аэкв\,рас.} = 10lg\left[arctg(\frac{l}{2R_0})\right] - 10lg\left[arctg\,\frac{l}{2R}\right] - 10lg\left(\frac{R_0}{R}\right). \quad (16)$$

Для повышения точности расчетов при многополосном движении рассчитывается расстояние до каждой полосы по ф-ле (35) [1]:

$$R_i = R + (i - 1)\, b_{\text{пол}}, \quad (17)$$

где $b_{\text{пол}}$ - ширина полосы движения, затем для каждой полосы определяется снижение расстоянием по ф-ле (15) с последующим энергетическим суммированием $L_{Аэкв.рас.,Ri}$ по ф-ле (А.1) из Приложения А[1].

Однако, энергетическое суммирование коррекций $L_{Аэкв.рас.,Ri}$ при расчете с разбиением на отдельные полосы движения является не корректным, в результате чего завышается значение снижения шума с расстоянием. Энергетическое суммирование следует выполнять для итоговых $L_{Аэкв.РТi}$ в расчетных точках, полученных при расчете по ф-ле (15) на расстоянии R_i для каждой отдельной i-й полосы с учетом всех рассматриваемых факторов, влияющих на распространение звука.

Максимальные уровни звука корректируются расстоянием по ф-ле (36) [1]:

$$L_{\text{Амакс.рас}} = -10\lg\sum_{i=1}^{N+1}\frac{l}{R^2+(N+1-i)d^2} + 10\lg\sum_{i=1}^{N+1}\frac{l}{56.25+(N+1-i)d^2} \quad (18)$$

с учетом среднего расстояния d между машинами, аналогично ф-ле (6.9)[13].

В ф-ле (18) имеется опечатка, влияющая на результат расчета – пропущены скобки в знаменателе обоих членов. Должно быть:

$$\Delta L_{\text{Амакс.рас}} = -10\lg\sum_{i=1}^{N+1}\frac{l}{R^2+((N+1-i)d)^2} + 10\lg\sum_{i=1}^{N+1}\frac{l}{56.25+((N+1-i)d)^2}. \quad (19)$$

В документе не описана методика вычисления среднего расстояния d между машинами, и какие машины при этом рассматриваются (только грузовые или все типы).

При использовании формул (33)[1] и (36)[1] совместно с поправкой на угол видимости участка дороги возникают искажения в картине распространения шума в зонах,

прилегающих к краям рассматриваемого участка, вызванные комбинационным воздействием поправок на угол видимости и длину источника [16]. Таким образом, для построения неискаженных карт шума для формул (33)[1] и (36)[1] необходимо проведение модификации с учётом расположения расчётной точки сбоку от рассматриваемого участка дороги, либо явное описание области применения указанных формул в тексте [1].

Учитывая имеющиеся опечатки и ограничения формул (33)[1] и (36)[1], целесообразно до уточнения методик расчет снижения шума расстоянием выполнять по ГОСТ 31295.2 [10], тем более что такая возможность прописана в п. 7.4.12 [1].

4. Расчет затухания в воздухе и влияния турбулентности

Затухание в воздухе определяется по ф-ле (44) [1]:

$$\Delta L_{Авоз} = \frac{\alpha_{воз} \cdot R}{1000}, \quad (20)$$

где $\alpha_{воз}$=0,005 дБА/м.

Затухание звука в воздухе в октавных полосах частот, дБ/м, определяется по табл. 7.1[1] (данные, аналогичные табл.5 СНиП23-03-2003).

Влияние турбулентности воздуха определяется по ф-ле (45) [1]:

$$\Delta L_{в/т} = 3/[1{,}6 + 10^5(R_0/R)^2] , \quad (21)$$

где R_0 – опорное расстояние (для автотранспортных потоков R_0 = 7,5м).

Ф-ла (21) отличается от ф-лы (2.4) [9] наличием параметра R_0=7,5м. Если выполнить расчеты по ф-ле (21), то значимое снижение от турбулентности начинает проявляться только на расстоянии свыше 1000м, что поднимает вопрос о целесообразности использования в расчетах параметра $\Delta L_{в/т}$.

В [9], [11] и [13] R_0 = 1м и расчет для $\Delta L_{в/т}$ дает более адекватные величины снижения.

Предлагаемый корректный вариант для ф-лы (45) [1]:

$$\Delta L_{в/т} = 3/[1{,}6 + 10^5(R_0/R)^2], \quad (22)$$

где параметр R_0 = 1 м.

Можно отметить, что на небольших расстояниях, которые обычно имеются при акустическом расчете дороги в городской среде, эти параметры оказывают несущественное влияние, и ими, как правило, пренебрегают.

5. Расчет влияния поверхности территории

Основные зависимости для учета влияния поверхности были введены в практику еще в 80-е годы [3] и до сих пор широко используются. Эта коррекция имеет существенное влияние при распространении звука в приземном слое при «мягкой» поверхности и большом расстоянии, однако при высотах выше 2-3 этажа обычно становится пренебрежимо малой.

В случае акустически мягкой поверхности и при отсутствии экрана поглощение звука поверхностью определяется по ф-ле (46) [1]:

$$\Delta L_{А\,пок} = 6\lg\left[\frac{\sigma^2}{1+0{,}01\sigma^2}\right], \quad (23)$$

где параметр σ определяется по ф-ле (47) [1]

$$\sigma = \frac{1{,}4d\cdot 10^{-0.3h_{иш}}}{10h_{рт}} \quad (24)$$

в зависимости от расстояния d по перпендикуляру между источником шума (ИШ) и расчетной точкой (РТ), а также от величины высот ИШ и РТ ($h_{\text{иш}}$, $h_{\text{рт}}$).

Для смешанного покрытия при расчете только уровня звука – по ф-ле (48) [1]:

$$L_{\text{Апок}} = 4{,}8 - \frac{h_s - h_r}{R_{sr}}\left(17 + \frac{300}{R_r}\right), \quad (25)$$

аналогичной ф-ле (10)[10], но с неточностями, завышающими снижение шума поверхностью. В ф-ле (25) в числителе вместо разницы высот акустического центра транспортного потока и расчетной точки $h_s - h_r$ должна быть удвоенная средняя высота траектории распространения звука (как в ф-ле (10)[10]).

При наличии экрана – по ф-лам (49)-(56) [1], аналогично [3], [11], но с ошибочным описанием параметра σ.

В описании параметра σ к ф-лам (49)-(55) [1] неточно указано, что этот параметр определяется также, как ранее в ф-ле (24). В описании не указано, что в этой формуле при расчете при наличии экрана, вместо $h_{\text{иш}}$ должна подставляться высота экрана $h_{\text{экр}}$, а вместо d подставляется длина проекции расстояния от экрана до РТ (см. [3]).

Оценка влияния поверхности при сложной планировке территории является нетривиальной задачей, ввиду наличия разнородных по своим звукопоглощающим характеристикам участков территории, необходимости учета размеров этих поверхностей и высотных отметок.

Возможность расчета с учетом различия поглощения поверхностью в октавных полосах частот в настоящее время дает только методика из [10]. Этот же документ позволяет учитывать смешанное покрытие с разделением траектории на три зоны: зона источника шума, зона расчетной точки и средний участок.

В п.7.7.6 [1] более точным альтернативным вариантом расчета влияния поверхностью также рекомендуется ГОСТ 31295.2 [10].

6. Расчет снижения уровня шума экранированием

Оценка снижения шума экранирующими сооружениями является одной из самых сложных задач в инженерной акустике. При этом рассматриваемый параметр очень важен, так как часто именно благодаря экранированию удается добиться нормативных уровней шума в жилой застройке рядом с транспортными магистралями. К сожалению, использование экранов часто бывает не эффективно, например, для защиты верхних этажей высоких зданий, в зоне, где окна будут находиться вне звуковой тени. Также часто имеются сложности, связанные с физической возможностью размещения экранов требуемых по расчету размеров на оптимальных для них позициях, вызванные известными ограничениями в сложившейся городской среде (недостаток места, требования дорожных служб, затемнение окон ближайших домов, эстетические и др.).

Согласно п. 11.1.1[1] акустическую эффективность экрана $\Delta L_{A\text{экр}}$ следует рассчитывать в соответствии с методом Маекавы [5], [6], либо согласно методике ГОСТ 31295.2 [10].

При расчете по методу Маекавы используются графики на рис.11.4[1] или ф-ла (83)[1]:

$$\Delta L_{\text{Аэкр}} = 20lg\frac{\sqrt{2\pi|N|}}{th\sqrt{2\pi|N|}} + 5, \text{при } N \geq -0.2, \quad (26)$$

в зависимости от числа Френеля N=2δ/λ, где $\delta = (a + b) - c$ - разность длин путей прохождения звукового луча, λ -длина волны (λ=0,84м для автотранспортного потока). Формула (83) [1] применима при расстоянии до РТ не более 200м.

Расчет эффективности для экрана ограниченной длины - по ф-ле (84) [1]:

$$\Delta L_{A\ э\ огр.} = \Delta L_{A\ э.\alpha} + \Delta\, q\ , \quad (27)$$

с поправками, определяемыми по табл. 11.1-11.2[1].

В [1] также описано влияние на эффективность конструкции верхней части (полки) экрана.

Минимальная длина отгона (п. 11.1.4-11.1.8[1]) определяется из условия видимости края экрана под углом ≥80° к перпендикуляру к оси дороги, а также увеличение в каждую сторону длины экрана не менее чем на 4-кратное расстояние *D* от проезжей части до РТ и не менее 100м в каждую сторону. На рис.11.1[1] расстояние *D* изображено от РТ до экрана, а в описании в тексте в п.11.1.4 – до проезжей части. Более корректно будет в п.11.1.4 исправить описание на «…в каждую сторону не менее чем 4-кратное расстояние от экрана до расчетной точки».

Для вала и *выемки* экранирование вычисляется по ф-лам (90) и (91) [1], и рис. 11.7-11.8[1]:

$$\Delta L_{Aэкр.вал.} = \Delta L_{Aусл.ст} + K(lgw + 0{,}7) - DL, \quad (28)$$

$$\Delta L_{Aэкр.выем.} = \Delta L_{Aусл.ст} - DL, \quad (29)$$

с учетом снижения шума условным экраном-стенкой $\Delta L_{Aусл.ст,}$ акустической эффективности откоса *DL*, зависящего от угла откоса β (рис. 11.7[1]), ширины вписанного прямоугольного параллелепипеда *w* и параметра *K*, определяемого по номограмме (рис.11.8[1]), в зависимости от углов θ_S и θ_R (расчет соответствует [6]).

Анализируя предложенную методику можно отметить, что до сих пор для оценки снижения шума выемкой и насыпью предлагается применять не описанную аналитически методику с использованием номограммы для определения параметра *K* в зависимости от углов θ_S и θ_R, разработанную еще в 70-х годах прошлого века. Кроме того, в документе не указано как рассчитывать экранирование зданием, что гораздо актуальнее при расчете распространения шума в городской застройке.

Применение номограмм, таблиц и графиков весьма затруднительно в более и менее сложных и нетиповых случаях акустических расчетов, и приводит к неоправданно большим затратам времени при ручном расчете, одновременно существенно теряя в точности вычислений. Более формализованной и удобной для автоматизации расчетов на настоящий момент является методика ГОСТ 31295.2[10].

7. Расчет снижения уровня шума зелеными насаждениями

Коррекция для расчета снижения уровней звука полосами зеленых насаждений $\Delta L_{Азел}$ при ширине полосы не более 100 м определяется по ф-ле (62) [1], аналогично методикам [3], [11]:

$$\Delta L_{Азел} = \alpha_{зел} \cdot B, \quad (30)$$

$\alpha_{зел}$= 0,08 дБА/м.

Траекторию распространения звука аппроксимируют дугой окружности с радиусом 5 км (или лучами под углом 15° к поверхности территории).

Затухание в октавных полосах частот вычисляется по табл. 7.3[1] в зависимости от длины траектории и среднегеометрической частоты, аналогично [10].

На низкочастотном шуме и при малой ширине зеленой зоны влияние этого параметра пренебрежимо мало, и озеленение скорее привносит вклад в улучшение эстетического восприятия городской среды, чем дает реальное снижение шума.

8. Расчет коррекции на угол видимости участка дороги

Методика, введенная в практику в 80-е годы [3], используется при рассмотрении транспортного потока как линейного источника шума и выделении отдельных секторов дороги из условия ограничения угла видимости α участка улицы.

Расчет коррекции на угол видимости $\Delta L_{A\alpha}$ ведется по формуле (63) [1]:

$$\Delta L_{A\alpha} = 10\lg(\alpha/180). \quad (31)$$

С 2003 года ([9], [11], [1]) в документации остается опечатка в виде отсутствующего знака «минус» перед $10lg(\alpha/180)$, в результате чего, при подстановке вычисленного параметра $\Delta L_{A\alpha}$ (при $\alpha<180$ значение $10\lg(\alpha/180)$ будет со знаком «минус») в общую формулу для расчета распространения шума на местности, ошибочно получается, что чем меньше угол видимости улицы, тем шумнее, что противоречит физическому смыслу рассматриваемой коррекции.

Предлагаемый вариант ф-лы (31):

$$\Delta L_{A\alpha} = -10\lg(\alpha/180). \quad (32)$$

9. Расчет коррекции, учитывающей влияние придорожной застройки

Коррекция $\Delta L_{Азастр}$, учитывающая влияние придорожной застройки, определяется по табл. 7.4[1], в зависимости от ширины улицы, типа придорожной застройки и усредненных разрывов между домами. Значения $\Delta L_{Азастр}$ могут быть в интервале от 0 до -6 дБА, аналогично табл. 7.1 [11]. Можно отметить, что рассматриваемый параметр $\Delta L_{Азастр.}$ выделен как отдельная составляющая относительно недавно (в [9], [11] и [1]). Ранее, в справочнике [6], он входил в состав параметра, учитывающего отражения.

Расчет влияния застройкой ведется с использованием справочных таблиц в зависимости от ширины улицы, типа придорожной застройки и усредненных разрывов между домами, что осложняет проведение акустических расчетов и построение карт шума при большом количестве расчетных точек и сложной застройке.

В актуальной методике [1] при описании расчета влияния придорожной застройки отсутствует четкое описание границ зоны (в плане и по высоте), где применяется эта коррекция, что приводит к некоторой неопределенности учета этой коррекции. При построении карт шума может быть резкое ступенчатое изменение значений уровней шума величиной до 6 дБА при выходе из зоны придорожной застройки, что вызывает сомнение с точки зрения физики процесса. Поэтому, при последующей актуализации документа желательно подробно описать границы расположения зоны придорожной застройки и характер изменения шума при выходе из этой зоны.

10. Расчет влияния отраженного звука

Коррекция, учитывающая отражение звука от ограждающих конструкций, вблизи которых расположена расчетная точка, определяется по ф-ле (64) [1] или по табл.7.5[1] в зависимости от высоты РТ $h_{рт}$ и ширины улицы b:

$$\Delta L_{Аотр} = k\, e^{h_{РТ}/b}. \quad (33)$$

Значения $\Delta L_{Аотр}$ могут быть в интервале от 0 до 6 дБА. Вычисленные значения частично соответствую данным табл. 31 [6].

При отсутствии данных о ширине улицы поправку на отражение в 2м от фасадов принимают равной 3 дБА (п.7.12.2 [1]).

В рассматриваемой методике [1] при описании расчета влияния отражений на настоящий момент имеется ряд неточностей. В описании параметров ф-лы (33) ошибочно указано, что b – ширина улицы, а должно быть b – полуширина улицы (см., например, ф-лу (3.49) [13]).

Данные табл.7.5[1] частично не соответствуют результатам расчета по ф-ле (33), например, при $h_{рт} / b = 1$, по табл.7.5 [1] будет $\Delta L_{Аотр} = 2{,}8$ дБА, а по ф-ле (64) [1] $\Delta L_{Аотр}$

=3,4 дБА. Предлагается откорректировать значения табл.7.5[1] так, чтобы они соответствовали расчету по ф-ле (64).

Совместное использование в [1] параметров $\Delta L_{\text{Азастр.}}$ и $\Delta L_{\text{Аотр.}}$ может дать прогнозируемое увеличение шума на величину до 12 дБА, что является дискуссионным моментом в методике расчета.

Оценка влияния отражений при сложной застройке является нетривиальной задачей, ввиду наличия разнородных по своим звукопоглощающим характеристикам отражающих поверхностей, необходимости учета размеров этих поверхностей, а также возможных многократных отражений.

Возможность расчета в октавных полосах частот с учетом звукопоглощающей способности и геометрических размеров отражающей поверхности дает только методика [10]. В п. 7.12.3 [1] альтернативным вариантом расчета отражения также допускается [10].

Заключение

В прошедшие 5 лет в РФ наблюдается период активного изменения и развития документации, связанной с оценкой акустического воздействия, постепенно происходит гармонизация отечественной и зарубежной нормативной литературы. И в связи с происходящими изменениями появляется возможность с учетом накопленного опыта сформировать хорошо проработанную актуальную методическую базу, необходимую для проведения акустических расчетов, аналогично тому, как это происходило около 40 лет назад.

Выполненный в статье обзор ставил своей целью кратко обозначить некоторые вопросы по применяемой актуальной документации [1], регламентирующей оценку транспортного шума, которые ещё требуют более подробной проработки или уточнения.

Следует отметить, что в используемой при проектировании документации для расчета транспортного шума имеется ряд опечаток и ограничений, что может дезориентировать проектировщика и привести к ошибочным результатам оценки шумового воздействия.

Применение номограмм, таблиц и графиков, которые широко используются в документации, в том числе актуализированной, может быть затруднительно в сложных и нестандартных случаях акустических расчетов, что приводит к неоправданно большим затратам времени при ручном расчете, одновременно существенно теряя в точности вычислений.

Таким образом, остается актуальным дальнейшее улучшение отечественной документации, применяемой для акустических расчетов транспортного шума, для чего необходима совместная работа и конструктивный диалог всех неравнодушных специалистов и экспертов в области инженерной акустики.

Наиболее проработанный и формализованный математический аппарат, удобный для автоматизации акустических расчетов распространения шума на местности, на настоящий момент представлен в ГОСТ 31295.2 [10]. Документ позволяет учитывать распространение шума в октавных полосах частот, что позволяет более точно моделировать процессы поглощения, дифракции и отражения звука. Метод разбиения линейных источников на комбинацию эквивалентных точечных источников позволяет при соответствующих алгоритмах разбиения добиться подробного описания транспортных источников шума в условиях сложной застройки и рельефа на селитебной территории.

На данный момент авторам представляется достаточно эффективным комбинированный подход к расчёту шумового воздействия транспорта, который заключается в расчёте шумовой характеристики транспортного потока по «дорожным» методикам (например, [1], [14]) с переводом результатов в октавные уровни звука по шкалам коррекции и дальнейшим расчётом распространения шума на местности по [10]. В актуальном своде правил, регламентирующем расчет транспортного шума [1],

альтернативным вариантом расчета распространения шума на местности также рекомендуется [10]. Этот подход нашёл свою реализацию в программном комплексе АРМ «Акустика» и показывает хорошие результаты сходимости с данными натурных замеров шума при акустических расчётах для транспортных объектов.

Список литературы

1. СП 276.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков.

2. Поспелов П.И. Борьба с шумом на автомобильных дорогах. –М.: Транспорт, 1981.

3. Руководство по расчету и проектированию средств защиты застройки от транспортного шума. -М.: Стройиздат, 1982.

4. Руководство по учету в проектах планировки и застройки городов требований снижения уровней шума. -М.: Стройиздат, 1984.

5. Снижение шума в зданиях и жилых районах. Под ред. Г.Л. Осипова, Е.Я. Юдина. –М.: Стройиздат, 1987.

6. Справочник проектировщика. Защита от шума в градостроительстве. Под ред. д. т. н. Осипова Г.Л. - М.: Стройиздат, 1993.

7. Рекомендации по учету требований по охране окружающей среды при проектировании автомобильных дорог и мостовых переходов. –М., 1995.

8. Пособие к МГСН 2.04-97 Проектирование защиты от транспортного шума и вибрации жилых и общественных зданий.

9. ОДМ «Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения» Утверждены распоряжением Минтранса России № ОС-362-р от 21.04. 2003. –М.: Росавтодор, 2003.

10. ГОСТ 31295.2-2005 Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчёта.

11. ОДМ 218.2.013-2011 Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. –М.: Росавтодор, 2011.

12. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник/ Н.И. Иванов. 3-е изд. перераб. и доп. –М.: Логос, 2013.

13. Основы проектирования транспортных шумозащитных экранов. Учеб. пособие/И.Л. Шубин, И.Е. Цукерников, Н. Николов, А. Писарски. –М: ИД «БАСТЕТ», 2015.

14. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом.

15. СП 23-104-2004 Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена.

16. Иванов А.В., Никифоров А.В., Кузьмицкий А.М. Вопросы автоматизации методик расчета шумового воздействия автотранспортных потоков // Защита от повышенного шума и вибрации: сборник докладов Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, 21-23 марта 2017г., СПб / Под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2017. С. 329-337.

17. Guide du Bruit de Transports Terrestres. PREVISION DES NIVEAUX SONORES [Text]//CTUR, 1980.-317p.

УДК 534.833.5
OECD 01.03.AA

Оценка акустической эффективности надстройки резонансного типа на верхнем свободном ребре шумозащитного экрана

Калиниченко М.В.[1*], Булкин В.В.[2], Хромулина Т.Д.[3]
[1]Старший преподаватель, Муромский институт (филиал) ГБОУ ВО "Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых", г. Муром, Россия
[2]Профессор, Муромский институт (филиал) ГБОУ ВО "Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых", г. Муром, Россия
[3]Инженер, Муромский филиал ООО "Владимиртеплогаз", г. Муром, Россия

Аннотация

В докладе рассмотрен вариант повышения эффективности шумозащитного экрана. Представлены результаты лабораторного эксперимента с использованием акустического экрана с комбинированной надстройкой на верхнем ребре. Дано сравнение уровня звукового давления в нескольких рабочих точках в зоне акустической тени при использовании плоской надстройки (экран Г-образного типа) и надстройки резонансного типа, при полном совпадении геометрических размеров и профиля обеих надстроек. Для оценки использовался сложный шумоподобный сигнал. Эксперимент проводился в большом помещении сложного профиля. Надстройка резонансного типа представляет собой резонатор Гельмгольца щелевого типа с переменным профилем внутреннего объёма и изменяющимся расстоянием между осевыми линиями щелевых отверстий. Полученные результаты позволяют сделать качественный вывод о повышении эффективности шумозащиты.

Ключевые слова: шумозащитный экран, надстройка на верхнем ребре, шумоподобный сигнал, резонатор Гельмгольца, уровень звукового давления.

Evaluation of the acoustic efficiency of the resonance type superstructure on the upper free edge of the noise shield

Kalinichenko M. V. [1], Bulkin V. V. [2], Chromulina T.D.. [3]
[1] Senior lecturer, «Murom Institute of Vladimir State University», Murom, Russia
[2]Professor, «Murom Institute of Vladimir State University», Murom, Russia
[3] Engineer, Murom branch of OOO "Vladimirteplogaz", Murom, Russia

Abstract

The report considers the option of improving the efficiency of the noise shield. The results of a laboratory experiment using an acoustic screen with a combined superstructure on the upper edge are presented. A comparison of the sound pressure level at several working points in the acoustic shadow zone when using a flat superstructure (Г-shaped screen) and a resonant superstructure type, with the full coincidence of the geometric dimensions and profile of both superstructures is given. A complex noise-like signal was used for estimation. The experiment was conducted in a large room of a complex profile. The resonance type superstructure is a slit-type Helmholtz resonator with a variable profile of the internal volume and a variable distance between the axial lines of the slit holes. The results allow us to make a qualitative conclusion about improving the efficiency of noise protection.

Keywords: *noise shield, superstructure on the upper edge, noise-like signal, Helmholtz resonator, sound pressure level.*

 **Автор корреспондент: marinakali@mail.ru (Калиниченко М.В.)*

Введение

Акустический экран (АЭ) представляет собой преграду конечных размеров на пути распространения звука от источника до защищаемого объекта. В отечественной нормативной литературе изложены классификации АЭ в зависимости от их формы, достигаемого эффекта, назначения и т.д. В литературе (см., например, [1-3] и др.) описано несколько типов АЭ, отличающихся по конструктивному исполнению: плоские АЭ-барьеры, широкие и комбинированные АЭ, акустические сооружения (АЭ-тоннели). Каждый из видов АЭ имеют свои конструктивные особенности.

Практика показывает, что наиболее распространенными являются тонкие АЭ выполненные из различных материалов и создающие акустическую тень в зоне защищаемого объекта. В подобном экране реализуются такие принципы защиты, как отражение звуковой волны и её поглощение. При этом часть звуковой энергии дифрагирует через свободное ребро АЭ и проходит в зону акустической тени.

Известны способы уменьшения дифрагирующего звука на верхнем ребре с помощью изменения конструкции АЭ и применения различных надстроек [1-6]. Например, в [5] исследуется АЭ с различными формами надстроек верхней граничной поверхности: в виде односторонней полки (козырька), наклонённой в сторону источника шума; в виде двухсторонней верхней полки (козырька) Т-образной формы; в виде двухсторонней верхней полки (козырька) Y-образной формы; в виде протяжённой звукопоглощающей конструкции. Такие надстройки позволяют увеличить эффективность АЭ на 3-6 дБ [4].

Известны конструкции некоторых типов АЭ, включающие резонаторы Гельмгольца [7]. По оценке [8] экраны такого типа обеспечивают снижение уровня шума в рабочей точке (РТ) на 1-5 дБ на отдельных частотах низкочастотного диапазона звуковых волн.

В докладе рассмотрен вариант повышения эффективности шумозащитного экрана с комбинированной надстройкой на верхнем ребре. Экран имеет Г-образный профиль, надстройка обращена в сторону акустической тени, внутренний угол основного экрана и надстройки порядка 80°. Структура экрана соответствует решению [7], поглощение звуковых волн надстройкой обеспечено за счёт использования резонаторов Гельмгольца.

1. Общее описание

Оценка шумопоглощающих свойств надстройки шумозащитного экрана осуществлена на основании измерений, проведённых в Актовом зале Муромского института Владимирского государственного университета.

Актовый зал имеет ряд элементов, обеспечивающих звукопоглощение, что делает его более пригодным для проведения измерений чем, например, спортзал. К таким элементам относятся зрительские кресла с мягкой обивкой и наполнением поролоном, подвесной потолок, выполненный с использованием звукопоглощающих гипсокартонных листов из материала САУНДЛАЙН-Акустика, обладающих звукопоглощающими свойствами резонансного типа, декоративная обшивка стен зала с использованием краски типа «шагрень» и вентиляционными отверстиями с решётками.

В настоящее время зал имеет вид, показанный на рис.1. Общая длина– 29,75 м, высота в зоне партера – 7,15 мм. Высота амфитеатра в зоне расположения входных дверей (задняя стена партера, под амфитеатром) – 2,9 м относительно пола партера, у задней стены амфитеатра – 4,2 м. Высота сцены – 0,96 м. Общая ширина зала -16 м.

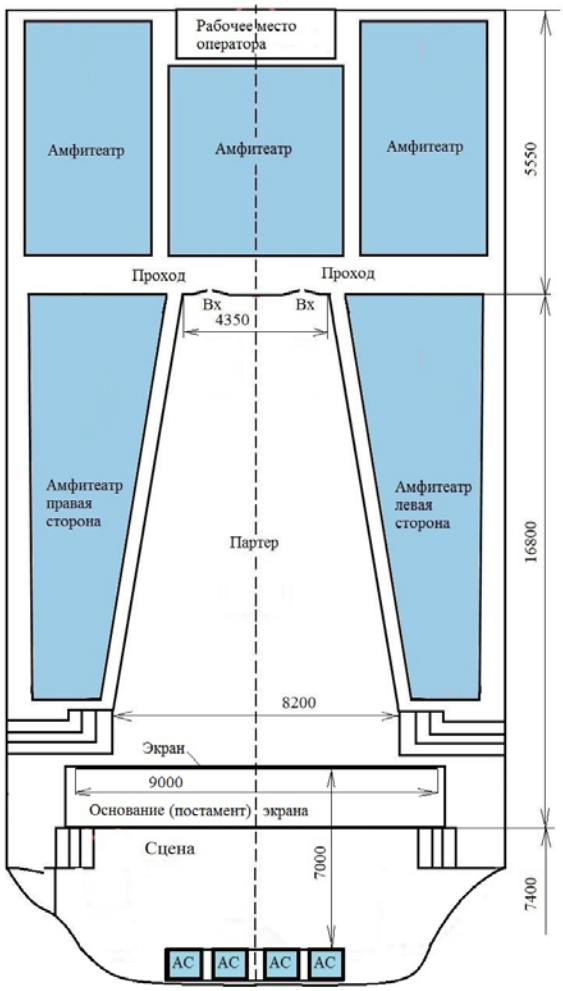


Рис. 1. План зала
Вх – входные двери в зал (под амфитеатром);
АС – акустические системы

Зрительские кресла установлены только в зоне амфитеатра, партер постоянных кресел не имеет, что удобно с точки зрения задач проведения исследований.

Акустический экран располагался на расстоянии 3 м от сцены на постаменте (основании). Высота экрана - 2,5 метра от уровня постамента, длина – 9 метров. Основу экрана составляли листы ДСП толщиной 16 мм.

В качестве источника сигнала использовались акустические системы (АС) в количестве 4 штук, располагавшиеся на расстоянии 7 и 2 метров от экрана. Выстраивание АС «в ряд» предполагало некоторую имитацию линейного источника (с учётом того, что активная часть акустического экрана имеет длину 1,5 метра). Высота основного излучателя АС над уровнем сцены – 0,6 метра. Подробное описание использовавшейся аппаратуры, а также самого зала даны в [9].

В качестве акустического сигнала использовался шумоподобный сигнал (типа «белого шума»), который с выхода ПК подавался на вход усилителя. Для обеспечения максимально возможной равномерности АЧХ исходного сигнала была проведена предварительная коррекция с использованием имеющегося в ПК стандартного графического многополосного эквалайзера.

2. Описание макета акустического экрана

В работе в качестве средства защиты от шума использовалась модель отражающее-поглощающего акустического экрана, построенного на основе резонатора Гельмгольца [7]. Конструктивной особенностью этой модели является совмещение обычной шумозащитной конструкции (акустического экрана) с резонансным поглотителем Гельмгольца, образующимся благодаря наличию внутреннего объёма экрана (с заполнением звукопоглощающим материалом). Корпус модели выполнен из фанеры толщиной 8 мм. Основа корпуса – из деревянных брусков, швы (сочленения листов и брусков) обработаны герметиком. Передняя панель основной части (самого АЭ) имеет размеры 1,5х1,5 м, глубина переменная, а навесная надстройка (НН) имеет размеры верхней панели 1,5х0,65 м, глубина резонатора переменная, до 0,5 м. Рабочие поверхности обеих составляющих АЭ перфорированы щелевыми зазорами, образующими горловины резонаторов. Более подробное описание представлено в [10]. Внешний вид макета АЭ и НН в сборе показан на рис.2.

3. Схема эксперимента

Размещение экрана в зале показано на рис.1. Макет встраивался в конструкцию большого экрана с расположением точно по центру. Верхняя грань макета и экрана совпадали. Рабочий момент формирования всей конструкции с обозначением места установки макета показан на рис.3. Источник шума (ИШ) располагался в двух точках относительно АЭ: на расстоянии 7 м и на расстоянии 2 м. Микрофон в РТ располагался на высоте 1,1 метра относительно основания (постамента) экрана. УЗД в зоне тени оценивался на расстояниях 1,5; 2,25; 3; 6 и 10 м. Малые расстояния выбраны в силу объективных причин, обусловленных ограниченностью размеров зала и небольшими размерами АЭ и НН.

Рис. 2. Макет акустического экрана с навесной надстройкой

Для снижения отражений от пола сцены и самого экрана, их поверхности были покрыты поролоновыми листами (см. рис.3), которые на вертикальной лицевой части экрана (не в зоне установки макета) выступали над верхней гранью АЭ, что, в какой-то мере, уменьшало дифракционную составляющую.

В силу наличия отражения шума от стен, перил, потолка, дифракции сигналов на гранях конструкций зала и т.д., при оценке эффективности НН было принято решение использовать принцип сравнения результатов измерения по двум вариантам НН: глухой конструкции и с резонаторами Гельмгольца. Такой подход позволяет взаимно компенсировать все «паразитные» шумы и дифракционные сигналы, выделив изменения основного сигнала.

В силу этого на каждой рабочей частоте определялось значение изменения ΔL_f УЗД в РТ при замене НН глухого типа на НН поглощающего типа

$$\Delta L_f = L_f^{\text{гл}} - L_f^{\text{рГ}}, \quad (1)$$

где $L_f^{\text{гл}}$ – УЗД на частоте f в РТ при наличии «глухой» НН; $L_f^{\text{рГ}}$ – УЗД на частоте f при наличии НН с резонаторами Гельмгольца.

Измерения проводились в соответствии с методикой, рекомендованной [10]. В качестве контрольно-измерительного средства использовался шумомер I класса АССИСТЕНТ с микрофоном МК265. На момент проведения измерений шумомер имел Свидетельство о поверке.

Для получения более полной картины контроль осуществлялся в третьоктавных диапазонах в линейном режиме измерения. В каждой из точек фиксировалось пять групп значений уровня звукового давления на каждой из средневзвешенных частот, после чего среднее значение по частотам вычислялось по соотношению [11]

$$L_f = 10lg\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} 10^{0,1L_i}\right), \quad (2)$$

где L_f – среднее значение УЗД на частоте *f*; *i* – число измерений на данной частоте (в нашем случае *i*=1…5); L_i – зафиксированное значение УДЗ на конкретной частоте в *i*-том измерении.

Рис. 3. Формирование АЭ и пространства вокруг него

4. Результаты измерений

Полученные результаты для средневзвешенных частот от 63 до 8000 Гц приведены в таблице 1 (расстояние от ИШ до АЭ 7 метров) и таблице 2 (расстояние от ИШ до АЭ 2 метра).

Таблица 1
Уменьшение УЗД при установке ИШ на расстоянии 7 метров от АЭ

Расстояние от экрана до РТ, м	**Полученные значения ΔL_f, дБ, на третьоктавных частотах, Гц**										
	63	**80**	**100**	**125**	**160**	**200**	**250**	**315**	**400**	**500**	**630**
1,5	-1,5	1,0	-1,5	2,1	1,3	2,1	-0,8	0,2	1,2	1,7	1,6
2,25	0,8	-0,7	2,8	2,6	2,7	2,6	1,1	-0,8	-0,6	0,2	1,1
3	2,8	-1,1	0	2,0	-2,0	0,6	0,6	-0,4	0,7	0,6	-0,1
6	-0,1	0,8	-1,0	-1,9	0,7	-0,2	0,9	-1,1	-0,7	-0,7	2,2
10	1,3	1,4	-1,6	0,4	1,6	1,3	-0,1	1,0	-0,1	0,7	-1,3

Продолжение табл. 1

Расстояние от экрана до РТ, м	**Полученные значения ΔL_f, дБ, на третьоктавных частотах, Гц**										
	800	**1000**	**1250**	**1600**	**2000**	**2500**	**3150**	**4000**	**5000**	**6300**	**8000**
1,5	1,2	1,8	0,5	1,3	1,7	0,8	0,8	0,9	0,6	0	0,2
2,25	1,2	1,8	0,5	1,2	1,7	0,8	0,8	0,9	0,6	0	0,2
3	0,4	0,5	-0,3	-0,3	0,3	0,3	-1,0	-0,8	-1,1	-0,5	-0,4
6	0	-1,1	-0,9	-2,9	-3,8	-2,1	1,9	-1,5	-1,7	-1,5	-0,4
10	1,0	-0,5	-1,6	-3,3	-2,1	-1,1	-1,3	-0,9	-1,9	-0,5	1,1

Таблица 2
Уменьшение УЗД при установке ИШ на расстоянии 2 метра от АЭ

Расстояние от экрана до РТ, м	**Полученные значения ΔL_f, дБ, на третьоктавных частотах, Гц**										
	63	**80**	**100**	**125**	**160**	**200**	**250**	**315**	**400**	**500**	**630**
1,5	2,5	-1,4	3	1,0	-0,6	0	1,0	0,5	2,1	1,5	0,6
2,25	-0,3	1,2	0,8	1,3	-0,8	2,9	2,2	0,3	-0,3	-1,0	0,1
3	1,9	1,7	1,3	1,8	0,5	0,5	-0,2	1,2	0	0,5	0,2
6	1,6	-1,4	1,1	0	0,6	1,8	-0,2	0,6	0,2	1,6	0
10	-1,7	-0,3	1,4	-1,4	-1,4	0,7	2,0	-0,9	-1,6	-0,1	1,3

Продолжение табл. 2

Расстояние от экрана до РТ, м	**Полученные значения ΔL_f, дБ, на третьоктавныхчастотах, Гц**										
	800	**1000**	**1250**	**1600**	**2000**	**2500**	**3150**	**4000**	**5000**	**6300**	**8000**
1,5	0,2	-0,6	-0,5	0,2	-0,3	-0,2	0,3	0,2	-0,5	-0,4	-0
2,25	1,0	2,7	1,0	0,6	-0,4	-0,4	0	0	-0,6	-0,6	0,6
3	0,4	-1,2	-0,2	0,5	1,3	0,3	0	-0,1	-0,52	0,3	-0,2
6	0,3	0,8	-0,5	-0,6	-0,7	-0,9	0,1	-0,7	-0,5	-0,6	-0,4
10	0,6	0,3	1,1	0,5	-0,2	-0,2	-0,4	-0,2	1,1	-0,1	0,2

5. Результаты расчётов

Для теоретической оценки эффективности УЗД при использовании НН поглощающего типа предложено соотношение

$$\Delta L_{\text{экр}} = 10\lg\frac{(r+R)^2}{(r^{\text{д}}+R_1^{\text{д}})^2} + 10\lg\frac{h_{\text{экр}}}{\lambda} + 10\lg\frac{b_n}{\lambda} + 10\lg\frac{1}{\beta} - 10\lg\left(1-\alpha_{\text{экр}}\right) - 10\lg(1-\alpha_n) -$$
$$10\lg arctg\frac{l_{\text{экр}}}{2h_{\text{экр}}} - 10\lg arctg\frac{l_{\text{экр}}}{2b_n} - 10\lg arctg\frac{l_{\text{экр}}}{2R_1} + 10\lg\pi^3 - 6, \qquad (3)$$

где r - расстояние между ИШ и АЭ; R_1 – расстояние от края навесного элемента до РТ; R – расстояние между АЭ и РТ; $r^{\text{д}}$ – расстояние между ИШ и точкой дифракции на луче; $R_1{}^{\text{д}}$ - расстояние между РТ и точкой дифракции на луче; $l_{экр}$ – длина АЭ; λ – длина звуковой волны; $h_{экр}$ - высота АЭ; b_n – ширина полки НН; β– коэффициент дифракции АЭ; $\alpha_{\text{экр}}$ – частотно-зависимый коэффициент звукопоглощения акустических панелей АЭ; α_n – частотно-зависимый коэффициент звукопоглощения НН.

На рис.4 (*а* и *б*) представлены, соответственно, результаты расчётов для двух точек расположения ИШ от АЭ (2 метра и 7 метров) для частот 125; 500 и 2000 Гц.

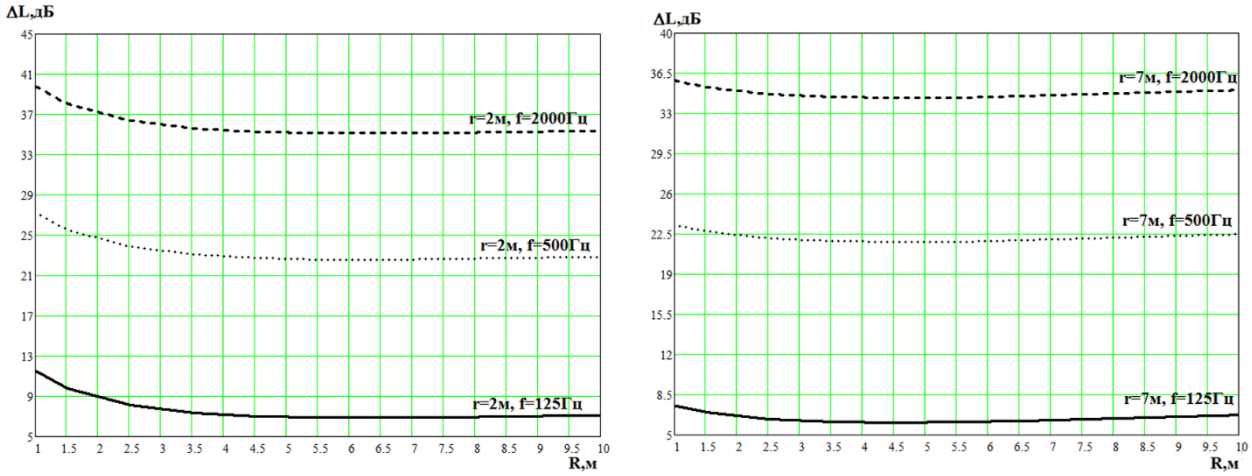
6. Обсуждение результатов

Анализ результатов измерений показывает, что в целом имеется эффект от применения рассматриваемой НН. Так, в обоих случаях в зоне ближнего к НН расположения РТ (1,5 - 3 метра) эффективность НН достаточно выражена при расстоянии ИШ от АЭ 7 метров, и мало выражена при расстоянии 2 метра. При увеличении расстояния (6 и 10 метров) выявить какой-то совокупный положительный эффект становится сложно.

Вместе с тем, выполненные расчёты показывают, что достижим существенный положительный эффект в повышении эффективности АЭ с НН резонансного типа.

Можно сделать вывод об ограниченности возможностей малоразмерного макета АЭ, применявшегося при данных исследованиях, а также о наличии слишком больших

неучтённых ограничений, накладываемых архитектурными особенностями зала, в котором эти исследования проводились.



а) *б*)

Рис. 4. Изменение $\Delta L_{экр}$ при r=2 метра (*а*) и r=7 метров (*б*)

Заключение

Полученные в данном исследовании результаты не позволяют дать однозначную количественную оценку эффективности экранов с навесной надстройкой. Однако можно сделать вывод о наличии качественного положительного эффекта, позволяющего оценить применение таких экранов как возможное. Для получения количественных характеристик эффективности необходимо проведение испытаний полноразмерного экрана, построенного по рассмотренному принципу, в условиях открытого пространства.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 18-38-00909.

Список литературы

1. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. -М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.

2. ГОСТ 32957-2014. Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Технические требования. [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://docs.cntd.ru/document/1200124424 (дата обращения 12.02.2019)

3. СТО 521000-010-44884945-2014. Экраны звукопоглощающие и звукоотражающие. Технические требования. –Рязань: ЗАО «ТОЧИНВЕСТ», 2014. -41 с.

4. Тюрина Н.В. Исследование акустических экранов. Сборник трудов XXVII сессии Российского акустического общества, посвященной памяти учёных-акустиков ФГУП «Крыловский государственный научный центр» А.В. Смольякова и В.И. Попкова, С-Пб.,16-18 апреля 2014 г.- С. 1-16.

5. Шубин И.Л. Акустический расчет и проектирование конструкций шумозащитных экранов: Дис. ... доктора технических наук/ ГОУВПО “Московский институт коммунального хозяйства и строительства”. -М.: 2011. -325с.

6. Тупов В.В., Черешнева О.А. Расчёт и исследование снижения шума автотранспортного потока шумозащитым экраном / Безопасность в техносфере. –2014. -№ 5. –С. 17-23.

7. Патент РФ №2567255, E04B1/84, E01F8/00. Способ повышения эффективности шумопонижающих экранов и шумопонижающий экран. / Булкин В.В., Калиниченко М.В. Опубл.: 10.11.2015, БИПМ №31.

8. Иванов Н.И., Семенов Н.Г., Тюрина Н.В. Акустические экраны для снижения шума в жилой застройке / Безопасность жизнедеятельности, №4, апрель 2012. -С.1-24.

9. Туманов М.А., Хромулина Т.Д., Булкин В.В. Анализ характера распространения звуковых волн в актовом зале Муромского института ВлГУ / Методы и устройства передачи и обработки информации, вып.20, 2018. –С. 43-48.

10. Калиниченко М.В., Булкин В.В., Балашова А.А. О возможности применения акустических экранов-резонаторов для снижения шума в зоне перед экраном / NOISE THEORY AND PRACTICE. Том 2 №3 (III. 2016). -С. 16-22.

11. ГОСТ 23337-2014. Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий / Инженерная и санитарная акустика. Сборник нормативно-методических документов. В 2 томах. Том 1. –СПб.: Компания «Интеграл», 2008. –С.355-384.

УДК 534-16, 699.842
OECD 01.03.AA, 02.01.FA

Защита зданий от вибрации наземного рельсового транспорта

Канев Н.Г.*
Ведущий инженер-акустик, ООО «Акустические материалы», г. Москва, Россия

Аннотация

Рельсовый транспорт является одним из основных источников повышенного вибрационного воздействия в жилых и общественных зданиях. Эффективным способом снижения негативного влияния вибрации на людей в зданиях является использование виброизоляторов в их конструкции, которые снижают динамическое воздействие со стороны грунта на подземную часть зданий. В настоящей работе рассматриваются вопросы передачи вибрации от наземного рельсового транспорта на конструкции здания. Движение рельсового транспорта вызывает колебания грунта, которые распространяются в нем в виде поверхностных волн Релея, а также волн сжатия и сдвига. Рассмотрены основные свойства трех типов волн применительно к этой задаче. Показано, что при некоторых условиях основная передача вибрации от наземного транспорта на здание происходит через поверхностные волны. Это позволяет упростить схему виброзащиты здания: виброизолирующие мероприятия могут не использоваться под фундаментом здания, поскольку воздействие на заглубленный фундамент со стороны поверхностной волны значительно ниже, чем на подземную часть здания у поверхности грунта.

Ключевые слова: вибрация, рельсовый транспорт, виброзащита, поверхностные волны.

Protection of buildings from vibration of ground rail transport

*Kanev N.G.**
Leading acoustic consultant, Acoustic Materials LLC, Moscow, Russia

Abstract

Rail transport is one of the main sources of increased vibration impact in residential and public buildings. An effective way to reduce the negative impact of vibration on people in buildings is the use of vibration isolators in their design, which reduce the dynamic impact of the soil on the underground part of buildings. This paper deals with the transmission of vibration from ground rail transport on the structure of the building. The movement of rail transport causes oscillations in the soil, which propagate in it in the form of surface Rayleigh waves, as well as compression and shear waves. The basic properties of three types of waves in relation to this problem are considered. It is shown that under some conditions the main transmission of vibration from ground transport to the building occurs through surface waves. This makes it possible to simplify the scheme of vibration protection of the building: vibration isolation measures may not be used under the foundation of the building, since the impact on the buried foundation from the surface wave is much lower than on the underground part of the building at the ground surface.

Key words: *vibration, rail transport, vibration protection, surface waves.*

Введение

Рельсовый транспорт является одним из основных источников повышенного вибрационного воздействия в жилых и общественных зданиях. Уплотнение городской застройки и интенсивное развитие общественного рельсового транспорта приводит к тому, что здания все чаще оказываются вблизи железнодорожных путей, трамвайных линий, тоннелей метрополитена. В связи с этим сегодня есть две актуальных проблемы:

*Автор корреспондент: nikolay.kanev@acoustic.ru (Канев Н.Г.)

актуализация нормативной базы [1,2], а также развитие известных и разработка новых методов виброзащиты зданий.

Известно несколько способов снижения вибрационного воздействия рельсового транспорта на здания. В первую очередь виброизолирующие мероприятия применяются в конструкции железнодорожных путей, т.е. в источнике вибрации. Некоторые решения на примере устройства путей метрополитена приведены в [3]. Для снижения вибрации, распространяющейся по грунту, могут применяться экранирующие препятствия [4], но чаще всего используются виброизоляторы в конструкции здания. В свою очередь, есть несколько практических решений по виброизоляции зданий. Виброизоляторы могут разделять конструкцию здания в горизонтальной плоскости, при этом ослабляется передача вибрации с части здания, находящейся ниже этой плоскости и воспринимающей динамическое воздействие со стороны грунта, на часть здания, расположенную выше плоскости [5]. Также сплошные или дискретные упругие слои устанавливаются между подземной частью здания и грунтом: горизонтальные слои под фундаментом и вертикальные слои с внешней стороны стен здания ниже отметки поверхности грунта [6].

При распространении вибрации по грунту в виде поверхностных волн основное динамическое воздействие оказывается на стены подземной части здания. Поскольку амплитуда поверхностных волн экспоненциально затухает с глубиной, то можно ожидать, что при некоторых условиях вибрационное воздействие на фундамент будет значительно ниже, чем воздействие на стены. В этом случае достаточно использовать упругие слои только между стенами подземной части здания и грунтом. Представляет практический интерес определить условия, при которых можно не использовать упругий слой под фундаментом зданий.

В настоящей работе рассматриваются вопросы возбуждения колебаний грунта наземным рельсовым транспортом, например, поездами и трамваями, определения характеристик поля вибрации, взаимодействия поверхностных волн с конструкцией здания.

1. Вибрация грунта от наземного рельсового транспорта

Возбуждение колебаний грунта движущимся рельсовым транспортов исследовано достаточно широко теоретически и экспериментально [7-9]. Для анализа структуры поля вибрации грунта рассмотрим физическую модель источника вибрации, приведенную на рис. 1. При движении колеса по рельсу возникают динамические силы, обусловленные их неровностями и некоторыми другими факторами [10]. В точке контакта рельса и колеса сила направлена по нормали к поверхности грунта. Кроме этого, при движении состава возникают силы, действующие на оголовок рельса в горизонтальном направлении, перпендикулярном рельсу. Рельс можно рассматривать, как жесткий стержень длиной l, закрепленный к жесткой площадке шириной a. К верхней кромке стержня приложены силы F и f в вертикальном и горизонтальном направлениях.

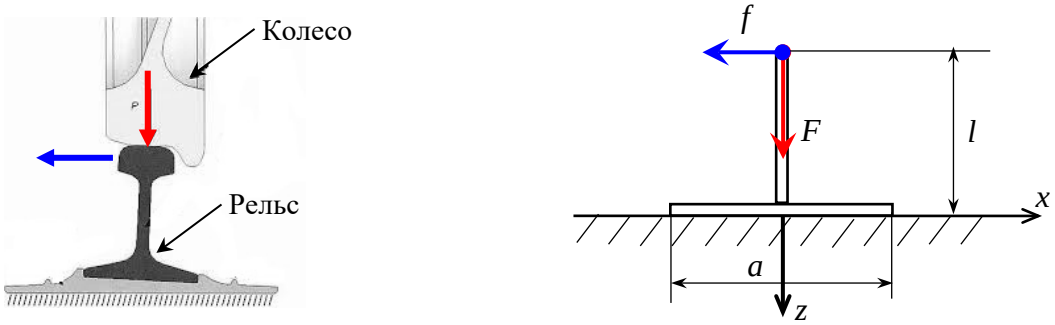


Рис. 1. Физическая модель источника вибрации

Решение задачи о точечном источнике силы, действующем на твердое полупространство, хорошо известно [11-12]. При движении поезда на рельсы воздействуют несколько точечных источников, распределенных вдоль длины состава, поэтому рассмотрим линейный источник вибрации, характеризуемый погонными силами F и f. Сила F равномерно распределяется по площадке шириной a, а сама площадка под воздействием силы является источником вибрации. Сила f создает тангенциальное воздействие на твердое полупространство, кроме этого, момент этой силы $M = fl$ создает дипольное излучение [13]. Далее подробно рассмотрим поле, возбуждаемое силой F, и дадим оценки характеристик поля, возбуждаемое силой f.

Рассмотрим однородное твердое полупространство $z > 0$ со свободной поверхностью $z = 0$ (Рис. 1). Линейный источник расположен вдоль оси y, площадка, на которую воздействует сила F, задается координатами $|x| < a/2$. Поле в твердой среде характеризуется скалярным и векторным потенциалами [14]. В двумерной задаче, когда движение не зависит от координаты y, у векторного потенциала будет отлична от нуля только компонента по оси y. Эту компоненту обозначим ψ, скалярный потенциал обозначим φ. Твердую среду будем характеризовать плотностью ρ, а также скоростями продольных и поперечных волн c_l и c_t. Эти скорости связаны соотношением $c_l/c_t = \sqrt{2(1-\sigma)/(1-2\sigma)}$, где σ – коэффициент Пуассона. Также введем волновые числа $k_l = \omega/c_l$ и $k_t = \omega/c_t$, где ω – круговая частота.

Поле линейного источника в твердом полупространстве известно [15, 16]. Оно может быть представлено в виде суперпозиции трех типов волн: объёмных продольных и поперечных цилиндрических волн, а также поверхностной волны Рэлея. Выпишем выражения для этих волн, следуя [13] и опуская временной множитель $e^{-i\omega t}$, где t – время. В полярных координатах (r,θ), $r = \sqrt{x^2 + z^2}$, $x = r\cos\theta$, $z = r\sin\theta$ потенциалы объемных волн при $k_t r >> 1$ имеют следующий вид

$$\varphi = \frac{F}{\rho\omega^2}\sqrt{\frac{k_l}{2\pi i}}\left(\frac{1-2(c_t\cos\theta/c_l)^2}{D(k_l\cos\theta)}k_t^4\sin\theta\right)\frac{e^{ik_l r}}{\sqrt{r}}, \quad (1)$$

$$\psi = \frac{F}{\rho\omega^2}\sqrt{\frac{k_t}{2\pi i}}\left(\frac{\sqrt{(c_t/c_l)^2 - \cos^2\theta}}{D(k_t\cos\theta)}k_t^4\sin 2\theta\right)\frac{e^{ik_t r}}{\sqrt{r}}, \quad (2)$$

$$D(\xi) = 4\xi^2 qs - \left(\xi^2 + s^2\right)^2, \quad (3)$$

где $D(\xi)$ – определитель Рэлея, $q = \sqrt{\xi^2 - k_l^2}$, $\mathrm{Re}\,q \ge 0$, $\mathrm{Im}\,q \le 0$, $s = \sqrt{\xi^2 - k_t^2}$, $\mathrm{Re}\,s \ge 0$, $\mathrm{Im}\,s \le 0$.

Скалярный потенциал рэлеевских волн равен

$$\varphi_R = i\frac{F}{\rho\omega^2}\frac{\xi_0^2 + s_0^2}{D'(\xi_0)}k_t^2 e^{i\xi_0|x| - q_0 z}, \quad (4)$$

где ξ_0 – корень уравнения $D(\xi) = 0$, q_0 и s_0 – значения величин q и s при $\xi = \xi_0$.

Амплитуды объемных волн уменьшаются при удалении от источника по закону $\sim 1/\sqrt{r}$, волна Рэлея является плоской. При этом объемные волны имеют диаграмму направленности, определяемую выражениями в скобках в (1) и (2). На рис. 2 представлены диаграммы направленности продольных и поперечных цилиндрических

волн, рассчитанные для трех значений коэффициента Пуассона. Стрелка указывает точку приложения силы к твердому полупространству. Из рис. 2 следует, что объемные волны излучаются вглубь полупространства и практически не оказывают влияния на колебания поверхности полупространства.

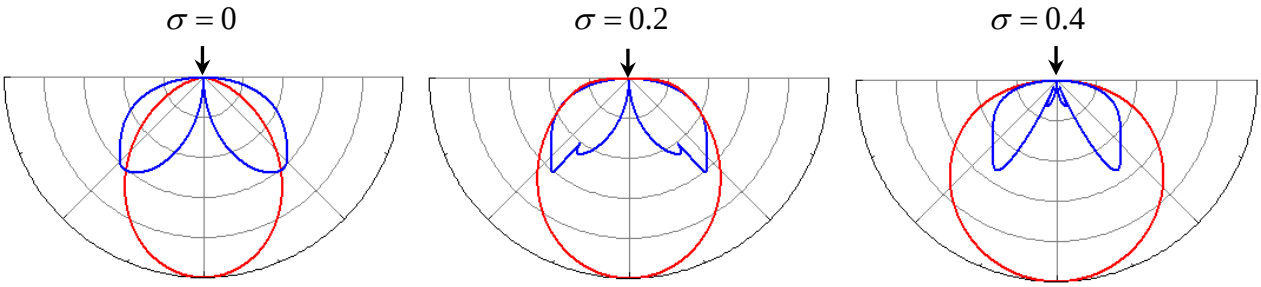


Рис. 2. Диаграммы направленности продольных (красные линии) и поперечных (синие линии) цилиндрических волн для различных значений коэффициента Пуассона σ

Рассмотрим энергетические соотношения между объемными и поверхностными волнами. Мощности, уносимые объемными и рэлеевскими волнами, обозначим Q_v и Q_R. Как показано в [13], отношение Q_v/Q_R зависит только от коэффициента Пуассона, эта зависимость приведена на рис. 3. Рассчитанное отношение близко к 1 для всех значений коэффициента Пуассона. Таким образом, мощность, излучаемая силой F в твердое полупространство, примерно поровну разделяется между объемными волнами и волнами Рэлея.

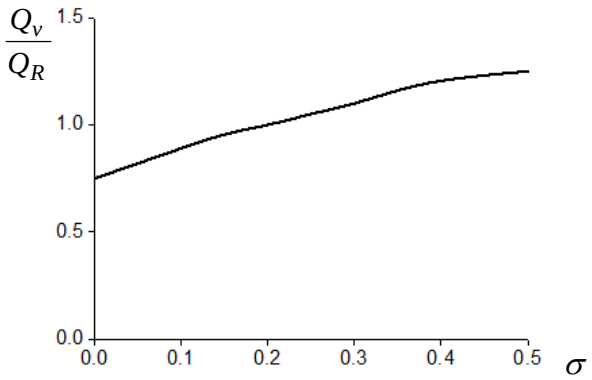


Рис. 3. Отношение мощностей, уносимых объемными волнами Q_v и волнами Рэлея Q_R, от коэффициента Пуассона

Кратко рассмотрим характеристики поля вибрации твердого полупространства, вызываемых силой f (Рис. 1). Тангенциальная сила f также как и нормальная сила F возбуждает объемные и поверхностные волны. При этом основная часть энергии объемных волн излучается вглубь полупространства [15]. Амплитуды смещения частиц u_x и u_z по осям x и z в рэлеевских волнах, возбуждаемых одинаковыми тангенциальными ($\|$) и нормальными ($\perp$) силами, удовлетворяет соотношениями $\left|u_{z,\|}/u_{z,\perp}\right| = \left|u_{x,\perp}/u_{z,\perp}\right| = \left|u_{x,\|}/u_{z,\|}\right| \sim 0.6$. Следовательно, колебания поверхности полупространства, возбуждаемые тангенциальной силой $f = F$, описываются рэлеевской волной, амплитуда которой примерно вдвое меньше волны, возбуждаемой нормальной силой F.

Момент M силы f создает дипольное излучение [13]. Диаграммы направленности объемных продольных и поперечных волн определяются выражениями в скобках в (1) и

(2), умноженными на $|\cos\theta|$. Из рис. 2 ясно, что объемные волны, возбуждаемые моментом *M*, также излучаются вглубь полупространства. Отношение амплитуд смещений в рэлеевских волнах, возбуждаемых моментом *M* и нормальной силой $F = f$, составляет $|u_{z,M}/u_{z,\perp}| = \xi_0 L$. Поскольку высота рельса мала по сравнению с длиной рэлеевской волны, то полем, создаваемым моментом *M*, можно пренебречь.

Такими образом, колебания поверхности твердого полупространства, возбуждаемые силами *F* и *f* (Рис.1), при $k_t z >> 1$ описываются рэлеевскими волнами, суперпозиция которых дает одну рэлеевскую волну, амплитуда которой зависит от сил *F* и *f*.

2. Поверхностные волны Рэлея

Колебания поверхности грунта, возбуждаемые наземным рельсовым транспортом, на расстояниях, превышающих длину поперечной волн, являются поверхностной волной Рэлея. Рассмотрим характеристики этого типа волн [15]. Смещения среды u_x и u_z сдвинуты по фазе на $\pi/2$, траекториями движения в волне частиц являются эллипсы. На рис. 3*а* приведен расчет амплитуд смещений в безразмерной форме $U_x = u_x/u_z|_{z=0}$ и $U_z = u_z/u_z|_{z=0}$ в зависимости от безразмерной глубины z/λ_R, где λ_R – длина волны Рэлея, для коэффициента Пуассона $\sigma = 0.25$. Смещение, нормальное к поверхности, сначала немного возрастает, а затем монотонно убывает с глубиной. Смещение, параллельное поверхности, меняет знак на глубине примерно $0.2\lambda_R$; на большей глубине смещение U_x значительно меньше смещения U_z.

Расчет компонент напряжений приведен на рис. 3*б* также в безразмерной форме: амплитуды напряжений отнесены к значению компоненты *xx* на поверхности $z = 0$. Напряжение T_{xx} меняет знак, тогда как T_{zz} и T_{xz} достигают максимума примерно при $0.25\lambda_R$ и затем экспоненциально убывают с глубиной.

На рис. 3*в* приведена зависимость средней по времени плотности энергии от глубины, отнесенная к средней плотности энергии у поверхности. Плотность энергии сначала быстро убывает при удалении от свободной поверхности, затем убывание замедляется, после чего наступает плавный экспоненциальный спад с глубиной.

Кривые смещений, напряжений и плотности энергии иллюстрируют, что рэлеевская волна локализована в поверхностном слое, толщина которого определяется длиной волны.

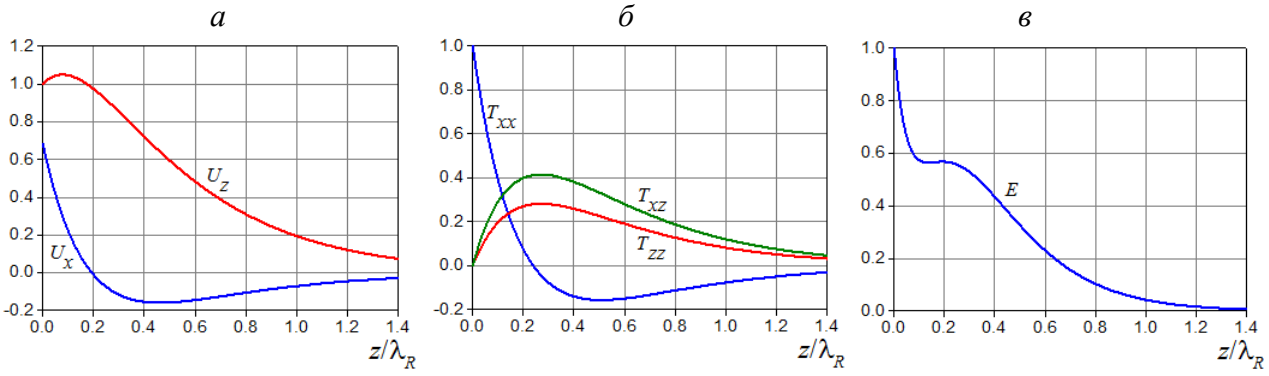


Рис. 3. Зависимости амплитуд смещений (*а*), амплитуд напряжений (*б*) и средней по времени плотности энергии (*в*) в рэлеевской волне от относительной глубины для коэффициента Пуассона $\sigma = 0.25$

3. Виброзащита зданий

Свойства поверхностных волн Рэлея, рассмотренные в предыдущем разделе, могут быть использованы при разработке мероприятий по защите зданий от вибрации наземного рельсового транспорта. Принципиальная схема здания в разрезе представлена на рис. 4: подземная часть здания с заглублением H граничит с грунтом через фундамент и подземную части стены, которую далее для простоты будем называть просто стеной. По грунту распространяется поверхностная волна Рэлея, ее воздействие на здание можно разделить на две составляющие: первая связана с передачей динамического воздействия с грунта на стену, вторая – на фундамент.

Интенсивность волны Рэлея уменьшается с глубиной, поэтому воздействие на фундамент здания может быть значительно меньше, чем на стену. При этом с увеличением заглубления H воздействие на фундамент уменьшается. Следовательно, при использовании упругого виброзащитного слоя между подземной частью здания и грунтом его достаточно применить между грунтом и стеной, если вибрация, передаваемая на фундамент, не приводит к сверхнормативному вибрационному воздействию в здании.

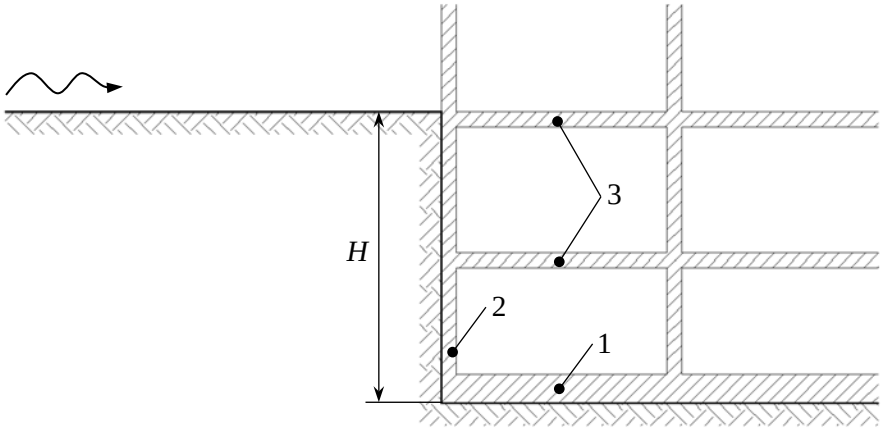


Рис. 4. Схема здания в разрезе: 1 – фундамент, 2 – стена, 3 - перекрытия

Выполним оценочное сравнение воздействия волны Рэлея на стену и фундамент. В первую очередь оценим нормальные силы, действующие на стену и фундамент. Напряжение T_{xx} определяет силу $F_{c,\perp}$, действующую на стену. Как следует из рис. 3*б*, эта сила меняет знак на глубине $H = 0.25\lambda_R$, поэтому при заглублении $H > 0.25\lambda_R$ на стену действует пара противоположно направленных сил. Для оценки силы найдем среднюю силу, действующую в одном направлении, т.е.

$$F_{c,\perp} = \frac{1}{0.25}\int_0^{0.25} T_{xx} d\left(\frac{z}{\lambda_R}\right). \qquad (5)$$

Отметим, что T_{xx} в (5) является безразмерной величиной, зависящей от безразмерной глубины z/λ_R, как и T_{zz}, T_{xz}, рассматриваемые ниже.

Нормальное воздействие на фундамент определяется напряжением T_{zz} на глубине H, т.е. сила, действующая на фундамент равна $F_{\phi,\perp} = T_{zz}\left(H/\lambda_R\right)$. Введем величину, характеризующую разность нормального вибрационного воздействия на стену и фундамент и выраженную в децибелах,

$$K_\perp = 20\lg\left|\frac{F_{c,\perp}}{F_{\phi,\perp}}\right|. \qquad (6)$$

Рассмотрим тангенциальные силы, действующие на стену и фундамент. Напряжение T_{xz} не меняет знак вдоль поверхности стены. Найдем среднюю тангенциальную силу, действующую на стену

$$F_{c,\parallel} = \frac{\lambda_R}{H}\int_0^{H/\lambda_R} T_{xz} d\left(\frac{z}{\lambda_R}\right). \quad (7)$$

На фундамент действует тангенциальная сила $F_{\phi,\parallel} = T_{xz}\left(H/\lambda_R\right)$. Введем величину, характеризующую разность тангенциального вибрационного воздействия на стену и фундамент,

$$K_\parallel = 20\lg\left|\frac{F_{c,\parallel}}{F_{\phi,\parallel}}\right|. \quad (8)$$

На рис. 5 приведены величины $K_\perp$ и $K_\parallel$ в зависимости от заглубления здания для коэффициента Пуассона $\sigma = 0.25$. Расчет приведен для глубин $H > 0.1\lambda_R$, поскольку у свободной поверхности напряжения T_{zz} и T_{xz} обращаются в нуль, что для $H < 0.1\lambda_R$ делает оценку некорректной. С увеличением H отношения $K_\perp$ и $K_\parallel$ увеличиваются, при достижении заглубления, равного длине рэлеевской волны, воздействие на стену примерно на 10 дБ выше, чем на фундамент. При заглублении, равном половине длины рэлеевской волны, тангенциальные воздействия на стену и фундамент одинаковы, а нормальное воздействие на стену на 4 дБ больше, чем на фундамент.

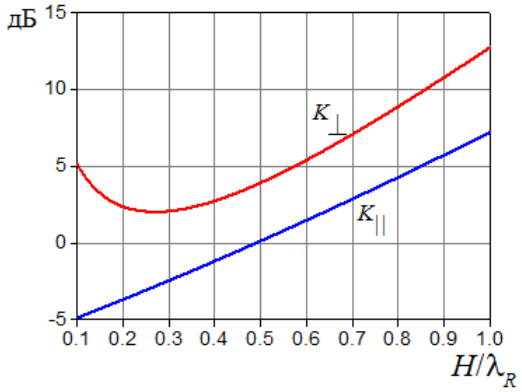


Рис. 5. Отношение напряжений, действующих на стену и на фундамент здания, для нормального и тангенциального воздействий в зависимости от заглубления фундамента H

Приведенные выше оценки даны на основании параметров падающей поверхностной волны Рэлея без учета рассеянного на подземной части здания поля. Для определения полных напряжений, действующих на стены и фундамент здания, необходимо решить задачу о дифракции рэлеевской волны на «ступеньке» [17,18], соответствующей изменению уровня грунта (Рис. 4). В простейшем случае обе поверхности «ступеньки» должны рассматриваться как абсолютно жесткие, в общем случае – как импедансные.

Отдельно отметим случай малого заглубления $H/\lambda_R << 1$. Здание можно рассматривать как импедансную нагрузку на грунт, под которой могут распространяться квазирэлеевские волны. Условия существования этих волн и дисперсионные уравнения получены в работе [19]. От линии, разделяющей свободную поверхность грунта и поверхность с импедансной нагрузкой, происходит отражение рэлеевской волны и частичное рассеяние в объемные волны. Квазирэлеевские волны, распространяющиеся под фундаментом, оказывают на него неравномерное вибрационное воздействие, которое также должно учитываться при подборе виброизоляции [20].

4. Пример вибрационного воздействия на заглубленный фундамент

Ослабление вибрационного воздействия на заглубленный фундамент здания продемонстрируем на примере натурного исследования. На рис. 6 приведена схема проведенных измерений вибрации вблизи трамвайных путей. На момент измерений происходило строительство здания с одним подземным этажом. На дне котлована была выполнена фундаментная плита, верх которой находился ниже поверхности грунта на 3,5 м; другие строительные конструкции не были возведены. Точки измерения выбраны на одинаковом удалении от трамвайных путей – около 9 метров: точка 1 расположена на поверхности на асфальтовом покрытии, точка 2 – на фундаментной плите. В каждой точке проведены измерения в течение часа и зафиксированы около 30 проездов трамваев, из которых выбраны десять наиболее интенсивных проездов. Спектры уровня виброускорения (опорное значение 10^{-6} м/с^2) в третьоктавных полосах частот для вертикального направления приведены на рис. 7*а* и 7*б*: серые линии – спектры отдельных проездов, красная и синяя линии – спектры, усредненные по десяти проездам.

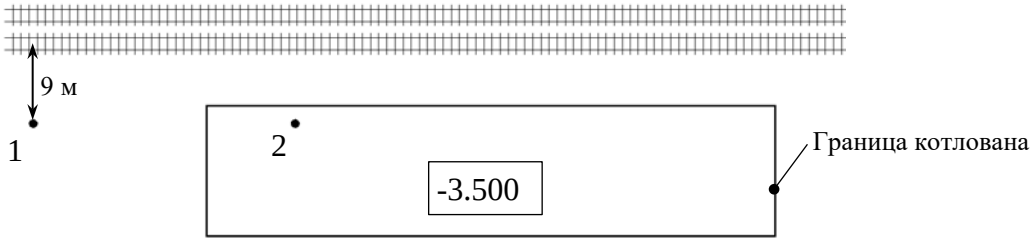


Рис. 6. Схема измерения вибрации от трамвая. Точка 1 расположена на поверхности, точка 2 – на дне котлована

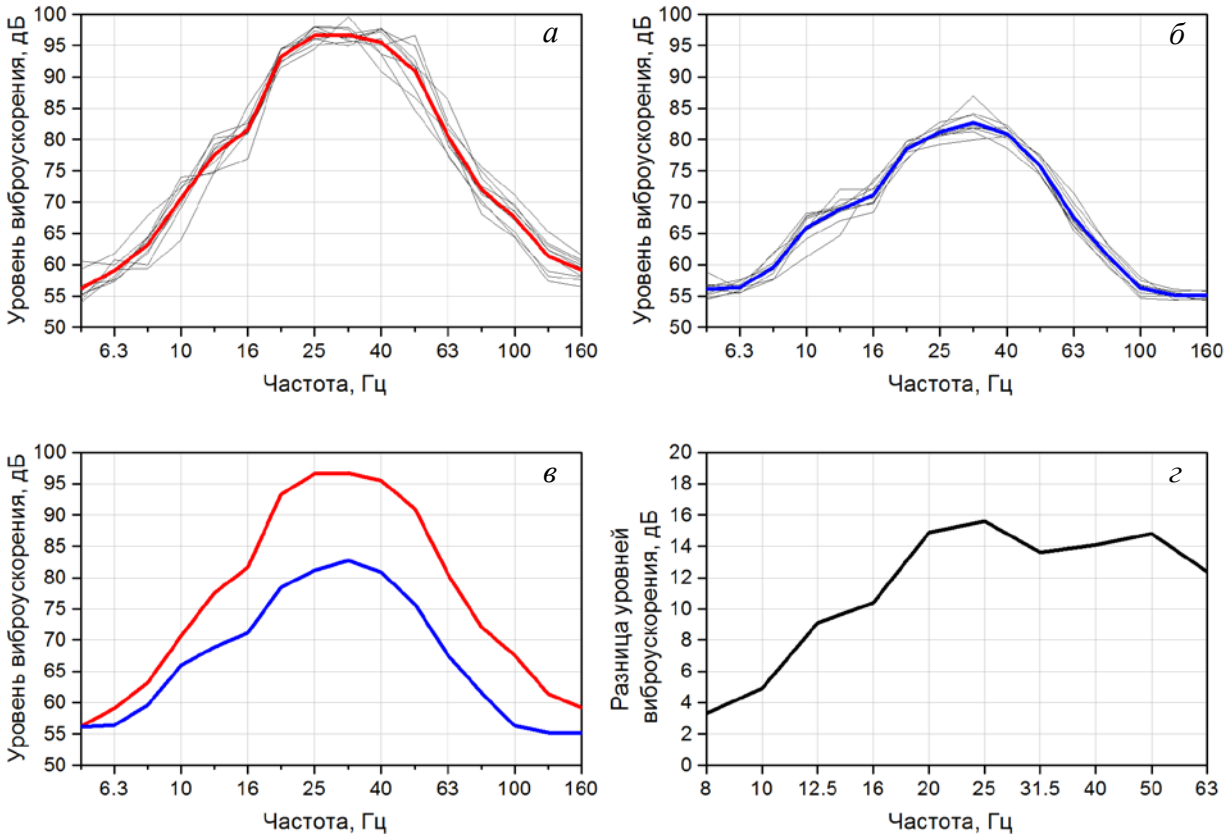


Рис. 7. Спектр вибрации, вызванной проездом трамваев, в вертикальном направлении на поверхности грунта (*а*) – точка 1 на рис. 6, на дне котлована глубиной 3,5 м (*б*) – точка 2 на рис. 6, их сравнение (*в*) и разница между ними (*г*)

На рис. 7*в* приведено сравнение средних спектров вибрации на поверхности и на заглублении. Максимальный уровень виброускорения наблюдается в полосе 20-50 Гц. Фоновое значение уровня виброускорения определяется характеристиками измерительного оборудования и составляет примерно 55 дБ. При проезде трамвая вибрации превышают фоновый уровень в частотном диапазоне 6,3 – 140 Гц в точке 1 и в диапазоне 8-63 Гц в точке 2. Поэтому в диапазоне 8-63 Гц можно провести корректное сравнение спектров вибрации на поверхности и на заглублении. На рис. 7*г* приведена разность между уровнями виброускорения в точках 1 и 2, характеризующая ослабление вибрационного воздействия фундамент, связанное с его заглублением. Как и следовало ожидать, минимальное ослабление имеет место на низких частотах – около 4 дБ на частотах 8-10 Гц, с ростом частоты оно увеличивается и достигает максимального значения – около 15 дБ – на частоте 20 Гц.

Таким образом, в частотном диапазоне 20-50 Гц, в котором вибрации, возбуждаемые проездами трамваев наиболее интенсивны, вибрации на дне котлована примерно на 15 дБ ниже, чем на поверхности. Отметим, что результаты подобных сравнительных измерений опубликованы в работе [21].

Заключение

Движение наземного рельсового транспорта возбуждает вибрации грунта, которые на достаточном удалении от путей являются поверхностной волной Рэлея. Амплитуды смещения грунта и напряжений экспоненциально уменьшаются с глубиной, поэтому вибрационное воздействие на заглубленный фундамент значительно меньше воздействия на подземную часть стен. Приведенные в работе оценки показывают, что при заглублении, равном длине рэлеевской волны, вибрационное воздействие на фундамент ниже примерно на 10 дБ, чем на стены.

При использовании виброизоляторов или упругих виброизолирующих слоев между подземной частью здания и грунтом мероприятия могут примениться только между стенами и грунтом, если передача вибрации через фундамент не приводит к сверхнормативному вибрационному воздействию в здании. В этом случае традиционная схема виброзащиты (рис. 8*а*), в которой вся подземная часть здания отделяется от грунта, может быть упрощена: виброизоляторы или упругие слои устанавливаются только между стенами подземной части и грунтом (рис. 8*б*). В случае большого заглубления может быть необходима лишь частичная виброзащита подземной части стен (рис. 8*в*).

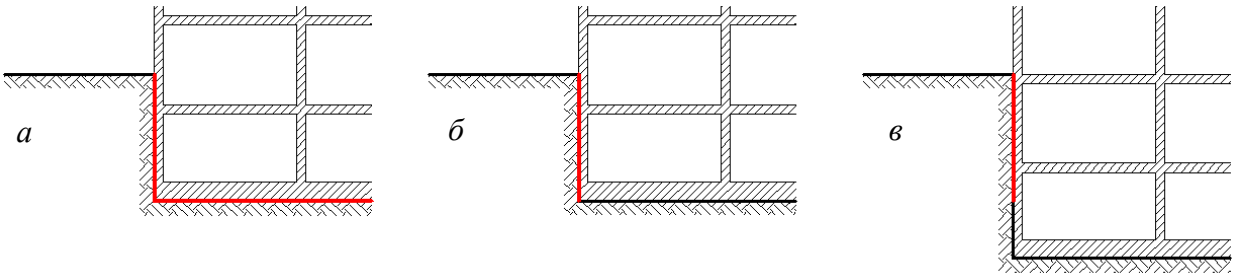


Рис. 8. Схемы виброзащиты зданий. Красная линия – слой виброизоляции.

Список литературы

1. Канев Н.Г. Вибрационное воздействие на человека в жилых домах от движения рельсового транспорта и особенности его нормирования // Безопасность жизнедеятельности. – 2018. – № 11. – С. 16-20.

2. Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Невенчанная Т.О. Особенности нормирования и оценки вибрации от рельсового транспорта в помещениях жилых и общественных зданий // Noise Theory and Practice. – 2018. – № 3. – С. 22-29.

3. СП 23-105-2004. Оценка вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена. М.: Госстрой России, 2014. – 44 с.

4. Leonardi G., Buonsanti M. Reduction of train-induced vibration by using barriers // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2014. – №7. – P. 3623-3632.

5. Дашевский М.А., Миронов Е.М., Моторин В.В. Виброзащита зданий – теория и реализация // Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений. – 2002. – №5. – С. 37-46.

6. Волков А.В., Калашникова Н.К., Курнавин С.А., Веретина И.А. Виброзащита зданий, расположенных вблизи линий метрополитена // Строительные материалы. – 2005. – №9. – С. 50-52.

7. Krylov V.V. Generation of ground vibration by superfast trains // Applied Acoustics. – 1995. – №2 – P. 149-164.

8. Kouroussis G., Connolly D.P., Verlinden O. Railway-induced ground vibrations – a review of vehicle effects // Inter. Jour. of Rail Transportation. – 2014. – №2. – P. 69-110.

9. Zhai W., Wei K., Song X., Shao M. Experimental investigation into ground vibration induced by very high speed trains on a non-ballasted track // Soil Dyn. Earthq. Eng. – 2015. – P.24-36.

10.Krylov V.V. Noise and vibration from high-speed trains. Thomas Telford Publishing, 2001. – 447 p.

11.Miller G.F., Pursey H. The field and radiation impedance of mechanical radiators on the free surface of a semi-infinite isotropic solid // Proc. Roy. Soc. Ser. A. – 1954. – №1155. – P.521-541.

12.Miller G.F., Pursey H. On the partition of energy between elastic waves in a semi-infinite solid // Proc. Roy. Soc. Ser. A. – 1955. – №1192. – P.55-69.

13.Лапин А.Д. Рассеяние рэлеевской волны монопольно-дипольными резонаторами // Акустический журнал. – 2007. – № 1. – С. 15-19.

14.Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теория упругости. М.: Наука, 1987. – 248 с.

15.Викторов И.А. Звуковые поверхностные волны в твердых телах. М.: Наука, 1981. – 287 с.

16.Плесский В.П., Симонян А.В. Рассеяние волн Рэлея на резонирующем элементе // Акустический журнал. – 1991. – № 4. – С. 747-752.

17.Тютекин В.В. Влияние поверхностной импедансной нагрузки на свойства квазирэлеевских волн // Акустический журнал. – 2007. – № 4. – С. 514-521.

18.De Bremaecker J.C. Transmission and reflection of Rayleigh waves at corners // Geophysics. – 1958. – №2. – P.253-266.

19.Momoi T. Scattering of Rayleigh waves in an elastic three-quarter space // J. Phys. Earth. – 1985. – №4. – P.323-343.

20.Канев Н.Г. Изоляция изгибных колебаний пластины упругим слоем при неравномерном вибрационном воздействии // Акустический журнал. – 2014. – № 6. – С. 696-700.

21.Xiong B., Amick H., Gendreau M. The effect of buildings on ground vibration propagation // NOISE-CON 2007, 22-24 October 2007, Reno, Nevada, USA.

УДК 534.836
OECD 1.03 AA

Оценка воздействия шума от автомобильного транспорта на инфраструктуру города Липецка

Ковырялова О.А.[1*], Коростелев А.А.[2].
[1]Бакалавр, Липецкого государственного технического университета,
г. Липецк, Россия
[2]Магистр, Липецкого государственного технического университета
г. Липецк, Россия

Аннотация

В данной статье проведена оценка воздействия шумового загрязнения на улицах города Липецка. Рассмотрены вопросы распространения звуковых волн от различных классов автомобилей. Были изучены различные методы снижения шумового загрязнения воздушного бассейна. Проведен анализ интенсивности движения на улицах города. Определено наиболее загрязненное место, объектом рассмотрения выбран Липецкий городской родильный дом, расположенный в непосредственной близости от проходящей автомобильной дороги. Для снижения уровня шума предложен комплекс мероприятий, направленных на решение данной проблемы, исходя из шумовых характеристик потоков автомобильного транспорта с учетом характера их движения и специфических особенностей функционирования объекта.

Ключевые слова: шум**,** городская среда, защита от шума, автотранспорт, движение.

Assessment the impact of the noise from road transport on the Lipetsk city infrastructure

Kovyrialova O.A.[1], Korostelev A.A.[2]*
[1]Bachelor, Lipetsk State Technical University, Lipetsk, Russia
[2]Master student, Lipetsk State Technical University, Lipetsk, Russia

Abstract

The impact of noise pollution on Lipetsk city streets were evaluated in this article. The question of sound wave distribution from various classes of automobile were considered. Different methods of reducing sound pollution in air were examined. Traffic intensity on city streets was analyzed. Most polluted place was identified, Lipetsk city maternity was selected as a research object an immediate near to the automobile road. Based on noise characteristic of the flow of traffic taking into account of their movement nature and specific conditions of maternity hospital operation, for the solve the problem of reducing noise level set of activities was proposed.

Key words: *noise, the urban environment, noise protection, automobile transport, traffic.*

Введение

На сегодняшний день шум стал неотъемлемой частью жизни человека. Основными источниками шума принято считать транспорт, доля которого составляет 80% от общего шума, и производственные предприятия. Нормальным шумовым фоном для человека являются звуки в 20-30 децибел (дБ), допустимым - около 60 дБ, шумы в 140 дБ вызывают сильные болевые ощущения, иногда даже контузию, а звуке громкостью свыше 190 Дб

[*]*Автор корреспондент:* arni48reg@mail.ru *(Коростелев А.А.)*

начинают рушиться металлические конструкции, а человеку гарантирован разрыв барабанных перепонок.

1. Влияние шумового загрязнение на человека

«Исследования влияние шума на сердечно-сосудистую систему доказали, что его воздействие ускоряет или замедляет пульс, повышает или снижает артериальное давление и изменяет ЭКГ. В лабораторных условиях после двухчасового действия интенсивного транспортного шума (80-90 дБА) были выявлены заметное уменьшение частоты сердечного сокращения за счет удлинения сердечного цикла, изменение отдельных показателей ЭКГ, колебания артериального давления до 20-30 мм рт. ст. и изменения частоты сердечных сокращений.

Длительное воздействие звуков даже невысокой интенсивности может вызвать повышение давления и расстройство деятельности сердечно-сосудистой системы. Непрерывный шум вызывает агрессивность, раздражительность, нарушение сна и угнетение центральной нервной системы. Так же пагубно влияет на зрительный и вестибулярный аппарат. Доказано, чем выше интенсивность звуков, тем хуже человек реагирует на происходящие вокруг события» [1].

В данной работе были определены наиболее подверженные шумовым загрязнениям районы города Липецка. Для рассмотрения был выбран родильный дом на улице Папина, расположенный в непосредственной близости от проходящей автомобильной дороги.

Каролинский институт экологической медицины совсем недавно опубликовал исследование, подтверждающее возможность повреждения слуха у ребенка во время беременности. При этом риск увеличивается на 80% в профессиональных средах с особенно высоким уровнем децибел. Согласно результатам, беременные женщины на поздних сроках вынашивания плода не должны подвергаться воздействию громкого шума. Ранее предполагалось, что плод хорошо изолирован от внешних раздражающих факторов, но последние исследования показывают, что физически любые внешние воздействия могут сказаться на здоровье плода, что подтверждено экспериментами на животных.

Рис. 1. Городской родильный дом на ул. Папина

Данный объект (рис.1) был выбран из-за своего расположения между двумя объемными перекрестками, потоки проходящих машин являются постоянными и равномерными, а в часы пик возможно образование заторов, что повышает не только параметры шума, но и ухудшает экологические показатели. Превышение норм неблагоприятно сказывается на здоровье жителей близлежащих домов и, в частности, на беременных жен-

щин, пребывающих в родильном доме. У новорожденных детей увеличивается риск появления слуховых дисфункций или проблем с центральной нервной системой. Так же, оказывается влияние на работников медицинского учреждения. Понижение работоспособности, быстрая утомляемость, головные боли, нервозность. Среднее количество машин равно 2000 автомобилей в час, при таком количестве транспорта показатели уровня шума составляют от 85 до 95 дБ.

Согласно научной работе, звуки выхлопа, сирены, рев двигателей и т.п. могут представлять серьезный риск для здоровья людей.

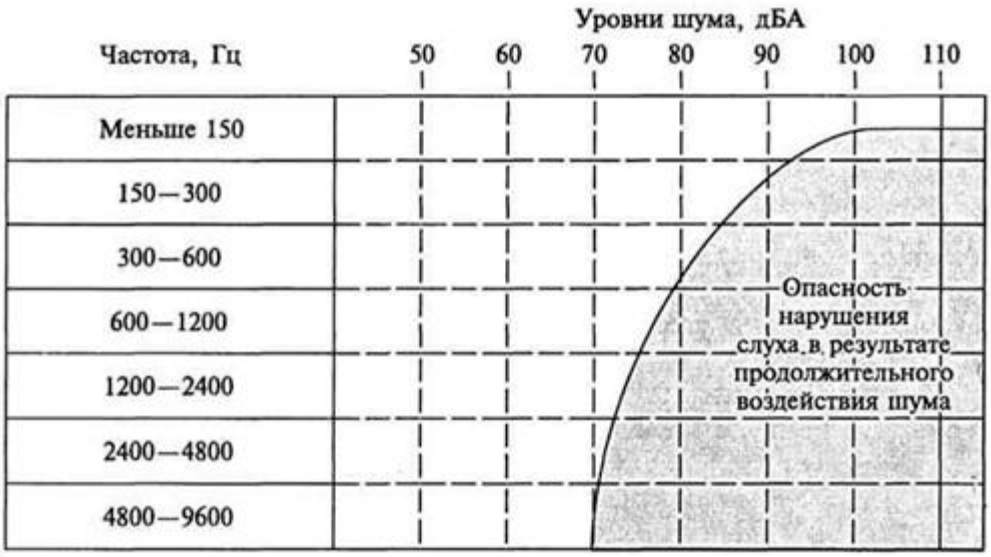


Рис.2. Влияние различных уровней шума на органы слуха

2. Расчет уровня звука

Расчетные значения уровней звука и звукового давления от разных источников звука в одной и той же точке на рассматриваемой территории суммируются.

Суммирование октавных уровней звукового давления L_i в точках на рассматриваемой территории от нескольких источников шума рассчитывается по формуле [2,6]:

$$L_i = 101g \sum_1^n 10^{0,1Li}, \quad (1)$$

где: Li - октавный уровень звукового давления от i-го источника шума в расчетной точке, i -номер источника шума, n - количество источников шума .

Расчетная граница строится на плане рассматриваемой территории в соответствии с допустимыми значениями уровня звука или звукового давления.

Среднее количество автомобилей N, проезжающих за 1 час наблюдения утром, днем и вечером за 3 недели составляет 2000 шт.

Время наблюдения:

T = 1 ч = 60 мин = 3600 с.

Так как на данном посту наблюдения находится родильный дом, то скорость движения автотранспорта будет не одинаковой. Можно предположить, что скорость движения транспортных средств V равна 40 км/ч.

Найдем время нахождения на данном участке пути одной машины:

$t_1 = \frac{S}{V} = \frac{150\text{ м}}{10\text{ м/с}} = 15$ с.

Тогда общее время, нахождения машин N на данном участке А:

$t_2 = t_1 \times N = 15\ c \times 2000 = 30000\ c.$

Время нахождения 1 автомобиля находится на участке А:

$t = \frac{t_2}{T} = \frac{300000}{3600} c = 8{,}3$ с.

Таким образом, количество автомобилей, движущихся на данном участке последовательно:

$N_1 = t \times N = 8{,}3 \times 2000 = 16666.$

Среднее количество автомобилей, находящихся на данном участке А во время наблюдения

$N_2 = \frac{N_1}{T} = \frac{16666}{3600} = 4.$

Учитывая, что 1 автомобиль создает шум равный 60-70 дБ, получается, что в целом шум от автомобильной дороги примерно равен 80 - 90 дБ и оказывает негативное влияние на рассматриваемый объект, а именно родильный дом на улице Папина.

Заключение

Таким образом, городской шум можно считать фактором риска возникновения гипертонической болезни, ишемической болезни сердца, инфаркта миокарда и др. Все расстройства, возникающие под влиянием суммарного воздействия производственного, транспортного и жилищно-бытового шума, составляют симптомокомплекс шумовой болезни.

Исходя из проведенного анализа интенсивности движения в непосредственной близи от городского родильного дома на ул. Папина и расчета уровня звука, следует вывод о необходимости применения акустических экранов, расположение которых должно быть вдоль проезжей части. Частичной альтернативой этому могут послужить частые зеленые насаждения.

Список литературы:

1. Гончарук Е.И. Комунальная гигиена / Е.И. Гончарук, В.Г. Бардов, С.И. Гаркавий, А.П. Яворовский и др. — К.: Здоров'я, 2006. — 792 с.

2. ГОСТ 23337-2014. Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий.: Изд-во стандартов,2014. 21 с.

3. СНиП 23-03-2003. Защита от шума.: Изд-во стандартов, 2003. 7 с.

4. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.: Изд-во стандартов, 2010. 8 с.

5. Минаева В.В., Гапоненко А.В. //Влияние шума на организм человека// Международный студенческий научный вестник. – 2015. – № 3-1.

6. ГОСТ 23337-78. Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий.: Изд-во стандартов,2001. 21 с.

УДК 628.517.2
OECD 01.03.AA

Проблемы акустической компетентности в инженерном деле

Комкин А.И.*
Профессор, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

Аннотация

В докладе рассмотрен широкий круг вопросов, связанных с акустической компетентностью. Приведены примеры некомпетентности в печатных изданиях и повседневной практике. Отмечается связь некомпетентности с уровнем образования. Показаны отличительные особенности акустического образования и типичные ошибки, основанные на акустической некомпетентности. Рассмотрены основные направления по снижение акустической необразованности, которые связаны с ростом качества и количества издаваемой учебной литературы, повышением квалификации преподавательских кадров, улучшением качества учебного процесса, основанной в частности на кооперации учебных учреждений, занимающихся подготовкой специалистов в области акустики.

Ключевые слова: акустика, компетентность, проблемы, причины, образование.

Problems of acoustic competence in engineering

*Komkin A.I.**
Professor, Bauman State Technical University, Moscow, Russia

Abstract

The report deals with a wide range of issues related to acoustic competence. Examples of incompetence in print media and daily practice are given. The connection of incompetence with the level of education is noted. The main directions for reducing acoustic ignorance are considered, which are associated with an increase in the quality and quantity of published educational literature, advanced training of teaching staff, improvement of the quality of the educational process, based in particular on cooperation of educational institutions engaged in the training of specialists in the field of acoustics.

Key words: acoustics, competence, problems, causes, education.

Введение

С акустической некомпетентностью мы сталкиваемся очень часто, она атакует нас с различных сторон и порой здорово осложняет нашу жизнь. Пожалуй, ни в одной области знаний необразованность человека не проявляется так ярко, как в вопросах, касающихся акустики. Причем обладатели акустической некомпетентности часто и не подозревают об этом, будучи в полной уверенности, что в вопросах акустики для них нет темных пятен. Они уверены, что все знают и все могу объяснить. Откуда у них берется такая уверенность неизвестно, но окружающим она порой приносит много разочарований, огорчений или даже проблем. Некомпетентность приводит к принятию необоснованных решений, не позволяющих, несмотря на порой большие финансовые затраты, достичь поставленной цели. Здесь будут рассмотрены только некоторые аспекты этой проблемы в надежде, что этот

*Автор корреспондент: akomkin@mail.ru (Комкин А.И.)

материал побудит всех нас понять всю остроту проблемы и вместе искать пути ее решения.

1. Сферы акустической некомпетентности

1.1. Некомпетентность в печатных изданиях

Показательный пример некомпетентности находим в тексте рекламного проспекта о материале «Антишум» для автомобиля: «Человек наиболее восприимчив к шуму в диапазоне 45-70 дБ, и именно в данном (особенно чувствительном) диапазоне снижение шума на 3-5 децибел ощущается особенно «ярко» и субъективно воспринимается как понижение шума в два раза!» Что хотели сказать авторы этого текста остается загадкой. Почему они решили, что «яркость» восприятия шума зависит от его уровня, а не от частоты и что вообще означает это ярко? В результате получился набор слов, отражающий очень смутные представления авторов об особенностях восприятия звуков человеком.

Если такая несуразица встречается в текстах людей, имеющих хоть какое-то представление об акустике, то что говорить о поэтах, которые скорее всего даже таких представлений не имеют. В результате из-под их пера появляются вот такие «шедевры»: «А наоборот, вновь придут децибелы, / Они звуковой фон всегда создают. / Их стрелка займёт основные пределы, / В которых прохожие вечно снуют». Не касаясь сомнительной поэтической ценности этих стихов, скажем лишь, что с акустической точки зрения они лишены всякого смысла. Наверное, именно так в воображении поэта должен работать шумомер.

Но поэтам, как говорится, простительно. Печально, когда такие же перлы встречаешь в серьезной нормативной документации. Проблема качества нормативной документации, выходящей в последнее время подробно рассматривалась автором в [1,2]. Так в [2] анализируется ГОСТ 7187-2010 [3] и отмечается, что в этом документе имеется целый ряд неточностей и ошибок. В частности, в этом документе дается такое определение частотной коррекции: «для шумомера — разность между уровнем сигнала, показываемым на устройстве отображения шумомера, и соответствующим уровнем установившегося синусоидального (далее — синусоидального) входного сигнала с постоянной амплитудой как функция частоты». Разве можно понять из этого предложения не то что суть, а хотя бы вообще что-нибудь, особенно человеку несведущему в этом. Каждое слово этого, с позволения сказать, определения, вопиет о том, что его писали люди, не имеющие даже отдаленного представления о технической акустике вообще и об устройстве шумомера в частности.

1.2. Некомпетентность на практике

Яркий пример некомпетентности в принятии решений связан с установление норм на шум в нашей стране. Установленная норма на уровень звука в 80 дБА, принятая в 1983 году оставалась одной из самых строгих в мире. При этом принималась эта норма из благих побуждений, как забота о здоровье трудящихся. Вот только не был при этом рассмотрен один простой вопрос: а насколько реально достижение этих норм на практике? Есть ли приемлемые пути решения этой задачи? Если нет, то эта норма останется эфемерной. Собственно, именно это у нас в стране и произошло. Никто и не пытался добиться ее безусловного исполнения, зная, что это невозможно. Отрадно отметить, что в последнем нормативном документе [4] предложен, основываясь на мировой практике, более гибкий подход к нормированию. Допустимо увеличение нормативного значения уровня звука до 85 дБА при условии, что работодателем будут проведены необходимые мероприятия, направленные на минимизацию рисков здоровья работающих, связанные, например, с обязательным использованием индивидуальных средств защиты. Это не может не радовать. Вот только нет гарантии, что эти мероприятия будут исполняться. Ведь для внедрения на производстве средств индивидуальной защиты нужна компетентность, дающая по-

нимание безусловной необходимости этого мероприятия, как со стороны работодателей, так и со стороны работников.

Еще одна область акустической некомпетентности относится к сфере услуг, в частности, при выполнении ремонтных работ, связанных со снижением шума в квартирах, например, путем улучшения звукоизоляции стен. Предлагаются быстрые и эффективные решения проблем с шумом, которые на поверку имеют практически нулевую эффективность. Однако, заказчику, как правило, трудно бывает определить эту эффективность, не проводя специальных измерений, а значит и установить, что его просто обманули.

Некомпетентность надзорных органов. Часто проблема, связанная с шумом, не решается, а дело ограничивается одними отписками. Недавний пример. Житель одного из домов в Москве пожаловался на то, что рядом расположенная ТЭЦ периодически, часто в ночное время, производит кратковременный, но очень интенсивный шум. Приехавшие проверяющие замерили шум в дневное время, когда этот источник никак себя не проявлял, а потом прислали заключение, что шум в квартире на уровне фонового. Будь исполнители компетентными и добросовестными, они бы без труда бы установили, что источником такого шума является технологический сброс пара на ТЭЦ и должны были направить в ее адрес соответствующее предписание. Несомненно, руководители ТЭЦ об этом знают, вот только ничего не хотят делать для исправления ситуации. Хотя решается это проблема довольно просто: установкой специального глушителя шума. Известно, что этим с успехом занимаются наши коллеги из МЭИ под руководством В.Б. Тупова.

Очень острым вопросом, связанным с шумом, является жилищное строительство. Чиновники вопреки здравому смыслу выдают разрешение на строительство жилья там, где его категорически нельзя строить. Затем построенное жилье покупает население и в нагрузку к купленной квартире получает еще и повышенные уровни шума в ней. Недавно на заседании Общественной палаты, посвященном шумовой тематике, обсуждался вопрос о незаконном жилом строительстве в санитарно-защитных зонах на приаэродромных территориях. Ситуация плачевная. И все это происходит во многом вследствие акустической некомпетентности, прежде всего населения. Что касается чиновников, принимающих такие решения, то представляется, что эти решения обусловлены вовсе не их акустической безграмотностью, а определенной материальной заинтересованностью в этом. Впрочем, это уже другая история.

Как видим рассматриваемая проблема проявляется в различных сферах нашей жизни и ее необходимо решать.

2. Акустическая некомпетентность и образование

2.1. Особенности акустического образования

Акустическая некомпетентность, как и всякая некомпетентность вообще, - следствие необразованности. В данном случае дело осложняется тем, что получить хорошее акустическое образование весьма непросто. Для этого требуется с одной стороны большее желание и основанное на этом усердие со стороны учащихся, а с другой стороны необходима, что очень важно, высокая квалификация и самих преподавателей. Сложность усугубляется еще и тем, что на все это надо немало времени. А учитывая, что многие современные люди хотят получение быстрого результата и слова поэта, что «служенье муз не терпит суеты», не про них, да и специалистов, способных преподавать акустику на высоком уровне осталось не так уж много, то все это вместе делает задачу взращивания молодых квалифицированных акустиков близко к невыполнимой. Получается, что хороший акустик, как сейчас говорят, товар штучный.

Но что мы должны понимать под хорошо образованным акустиком? Как-то Макс фон Лауэ высказал такую мысль: «Образование – это то, что остается, когда все выученное

забыто». И это действительно так. Совершенно не важно, что ты помнишь все основные формулы акустики, так что разбуди тебя ночью – расскажешь. Все это можно найти в справочнике, а сейчас даже быстрее – в интернете. Но важно насколько ты правильно понимаешь суть явления, механизмы, лежащие в его основе, существенные факторы, его определяющие. Без всего это, а лишь с обилием формальных знаний по акустике, можно легко пойти по ложному пути, неправильно интерпретировать полученные результаты, сделать неверные выводы и т.д. И как результат: вся работа идет насмарку. Покажем это на нескольких примерах.

2.2. *Важность понимания в акустике*

1. Использование в технической акустике логарифмов при вычислении уровней звука приводит к тому, что изменение шума всего на несколько децибел в действительности является большой величиной. Это не всегда принимается во внимание. Так в отечественных нормативных документах [9] уже много лет устанавливается, что шум следует считать постоянным, если его уровень звука за время измерения отличается не более чем на 5 дБА. Однако такое определение постоянного шума вряд ли можно считать правомерным. Действительно, пусть например имеется три одинаковых источника шума, каждый из которых создает в расчетной точке шум с уровнем L дБ. Если одновременно действует два источника шума, то в расчетной точке этот уровень возрастает на величину $\Delta L = 10\lg 2 \cong 3$ дБ, а при одновременной работе трех источников - на величину $\Delta L = 10\lg 3 \cong 4{,}8$ дБ, что по-прежнему в пределе 5 дБ, определяющем постоянство шума. Но это нонсенс! Шум при работе разного количества источников будет изменяться, если его оценивать в Паскалях, в разы, а согласно нашему определению его следует считать постоянным. С этой точки зрения более оправданно для постоянного шума считать допустимый разброс в измеряемых уровнях его звука менее 2 дБА, учитывая, что оценке достоверности получаемых результатов измерений в современных нормативных документах по шуму уделяется большое внимание.

2. Ближняя и дальняя зоны в акустике помещений. Если в помещении действует источник шума, то пространство вокруг него можно разбить на зоны. В ближней зоне превалирующим является прямой звук от источника, в дальней – звук, отраженный от стен помещения. В некоторых работах, с целью снижения шума в ближней зоне предлагают использовать звукопоглощающую облицовку стен помещения. Но ведь это абсурд! Такая облицовка не окажет никакого воздействия на шум в ближней зоне. Это полное непонимание и незнание основ технической акустики. Но реалии нашей жизни таковы, что такие работы не только публикуются, но на их основе успешно защищают диссертации!

3. Акустическая прозрачность. Это очень важное понятие, показывающее свойство шумозащитной конструкции беспрепятственно пропускать звук. Например, как показывают расчеты, перфорированная перегородка, установленная перед звукопоглощающим материалом в диссипативном глушителе шума, становится акустически прозрачной, если ее пористость превышает 15 %. Учитывая это, этим значением можно ограничить и пористость панелей акустических экранов, а не делать ее в несколько раз большей. Что касается толщины звукопоглощающей конструкции, то она должна быть соизмерима с длиной звуковой волны, чтобы звуковая волна успела там «поработать» и потерять свою энергию, тем самым обеспечив эффективное поглощение звука. Между тем появляются работы, в которых вследствие ошибок при проведении измерений достигается значительное поглощение на нижней границе звукового диапазона легкими сотовыми конструкциями толщиной несколько сантиметров. Этого в принципе не может быть! Но авторов таких «открытий» это не смущает.

4. Акустический экран. Недавно слушал доклад на одной конференции, посвященный защите от шума станков в цехе с помощью акустических экранов, где основное внимание было уделено, этим дело и ограничилось, звукоизоляции стенки экрана. Но

ведь акустический экран не про это. Не надо путать его с глухой перегородкой между помещениями. Экран - это про дифракцию звука через его верхнюю и боковые кромки. Со звукоизоляцией стенки экрана как правило все нормально, если конечно не делать его из бумаги, или не организовывать там щели в палец толщиной. Основная проблема состоит в уменьшении эффекта дифракции. Если этого не понимать, то можно спроектировать «отличный» экран, который на поверку не дает никакого снижения шума.

Все эти примеры - иллюстрация того, к чему может приводит акустическая необразованность

5. Направления решения проблемы

5.1. Учебная литература

Литературы по акустике, а здесь речь идет прежде всего об учебной и справочной литературе, у нас сейчас выходит очень мало. Из современных изданий можно упомянуть лишь учебник Н.И. Иванова «Инженерная акустика» [5], который выдержал уже несколько изданий. Можно по-разному относиться к этой книге, говорить о некоторых ее недостатках, но ведь ничего лучшего за последние десятилетия у нас просто не вышло. А книг по акустике должно быть много и разных, чтобы они дополняли друг друга.

Надо сказать, что золотое время выпуска литературы по акустике приходится на 70-е–80-е годы прошлого века. В 1973 году выходит фундаментальный учебник М.А. Исаковича «Общая акустика» [6]. Годом позже издается «Справочник проектировщика. Защита от шума» под. ред. Е.Я. Юдина [7], содержащий большое количество практических примеров по инженерным расчетам шума, которые не потеряли актуальности и в наше время. Ничего лучшего с тех пор по широте и глубине акустической тематике у нас в отечественной литературе больше не выходило, хотя насущная потребность в подобных изданиях ощущается остро. В эти же годы выходят книги ленинградской школы судовой акустики [8- 10].

В 80-х годах выходит несколько справочников по акустике, такие как «Справочник технической акустике» под ред М. Хекла и Х.А. Мюллера [11], и «Борьба с шумом на производстве» под. ред Е.Я. Юдина [12]. Отличительная особенность этих книг в том, что в их написании участвовал широкий круг авторов –специалистов в своем направлении технической акустики. Такой же подход к написанию сохранен и в еще одной книге, созданной под началом Юдина [13], авторский коллектив которой включал не только отечественных авторов, но и известных зарубежных ученых. Вообще умение объединять акустиков, результате чего появлялась книга- бестселлер, как сейчас говорят, являлось характерной чертой этого крупного ученого. Конечно во многом это было возможным благодаря большому и заслуженному авторитету, которым пользовался Е. Я. Юдин, как акустик, среди своих коллег.

В последующем у нас в стране выходили и некоторые другие книги, посвященные технической акустике, не столь масштабные, например, книги Осипова [14], Щевьева [15] и других авторов, но потребность в них, особенно высококачественных, остается острой.

Новое время, время интернета и желаний быстро сделать себе карьеру, выдвигает и новые требования к книгам. Книга М.А. Исаковича «Общая акустика» - очень глубокая книга, раскрывающая многие тонкости акустической науки. И с этой точки зрения она просто незаменима для тех, кто хочет действительно понимать акустику. Но ведь это книга почти в 500 страниц, большая часть которых - текст. Уже одно это отпугивает молодого читателя. С другой стороны, нет царских путей в науку, тем более в акустику. Можно конечно, как сейчас модно, сделать дайджест этой книги. Но в данном случае это совершенно неприемлемо. Ведь акустика - это не просто свод формул, а нечто гораздо более

тонкое. В общем здесь нужна золотая середина. Найти и реализовать ее в новой учебной литературе насущная задача нашего времени.

5.2. Преподавательские кадры

«Кадры решают все» - сказал один из вождей советского государства. И этот лозунг, как нельзя кстати подходит к сегодняшней ситуации с акустикой. Как описать сегодняшнюю ситуацию с преподавательскими кадрами в акустике? Точнее всего известными словами поэта: «Иных уж нет, а те далече». Наметившийся далеко не сегодня разрыв поколений продолжает расти. И если не принять срочных мер к исправлению этой ситуации, то довольно скоро можно будет уже говорить, перефразируя известный слоган, об «акустике, которую мы потеряли». Роль учителя в акустике чрезвычайна важна, без него практически невозможно стать специалистом высокой квалификации. Бывают конечно исключения, как например крупный ученый-электроакустик прошлого века В.В. Фурдуев, который даже высшего образования не имел, но тем не менее стал доктором наук и лауреатом Государственных премий. Но это лишь исключение, подтверждающее правило.

Ситуацию усугубляет еще и то, что наше акустическое сообщество довольно разрозненно, как само по себе, так и вследствие исторически сложившегося деления акустиков на два класса: теоретиков и практиков. Они довольно мало контактируют и смотрят друг на друга по меньшей мере сдержанно. Теоретики считают, что практики, кроме децибел, ничего не знают и ничего не понимают в акустике, а практики считают, что у теоретиков в голове одни интегралы, от которых не никакого толка. И действительно, общаясь и с теми и другими, порой удивляешься постановке задачи теоретиком. Часто ими тратится уйма сил и времени на задачу, которая не имеет никакого практического значения, просто из желания получить скажем ее точное решение. Но ведь это все-таки акустика, а не математика, и здесь должна быть интересна прежде всего физическая сторона дела. И это при том, что вокруг масса важных практических задач, требующих своего теоретического исследования. С другой стороны, удивляешься порой и беспомощности практиков, когда они, получив экспериментально некий результат, часто не могут его хоть как-то осмыслить.

Этому явлению есть объяснение. Все-таки теоретики получают более фундаментальное акустическое образование чем практики, чье образование зачастую ограничивается только азами акустики и его надо несомненно повышать. Есть насущная потребность в том, чтобы первым хотя-бы немного спуститься с теоретических высот на «грешную землю» и обратить большее внимание на потребности практики, а вторым - повысить общее акустическое образование, тем самым расширив свои акустические горизонты. Кроме того, есть острая необходимость взаимодействия между ними, как для получения классных научных результатов, так и для воспитания разносторонне образованных молодых акустиков. Может быть последним из акустиков, кто на равных держался и с теми и другими был Е.Я. Юдин.

А пока ситуация для такого сближения не очень для этого благоприятная. У нас издается «Акустический журнал» очень высокого научного уровня. Но в нем публикуются в основном теоретические статьи, а специалисты в технической акустике публикуются в нем очень редко. Возможно, было бы целесообразным создать еще один журнал, скажем «Журнал технической акустики», специализирующих по больше части на прикладных вопросах акустики, но публикующей только высококачественные статьи. Отчасти тоже можно сказать и проводимых научных конференциях. Есть «Акустическая конференция», проводимая под эгидой Российского акустического общества, а есть настоящая конференция, носящая более прикладной характер. И эти конференции по составу участников, да и по тематике не очень соприкасаются. По большей части это обусловлено низким научным уровнем прикладных статей, которые в основном ограничиваются приведением экспериментальных результатов, не вдаваясь в теоретическое осмысление полученных результа-

тов. Представляется, что такая ситуация во многом характерна только для российской акустической действительности, и конечно ее необходимо исправлять.

5.3. Учебные центры

Тенденция последних десятилетий неутешительна. Закрыты кафедры акустики в некоторых университетах, а новые не создаются. Это не может не тревожить. Сейчас перешли на двухуровневую систему образования и, казалось бы, новая система должна стимулировать подготовку высококвалифицированных акустиков, так как предполагается, что в магистратуре будет сделан больший упор на научную работу. В действительности не все так гладко. У нас в университете на кафедре экологии и промышленной безопасности создано магистерское направление «Акустика среды обитания», разработаны курсы, охватывающие широкий круг вопросов технической акустики, собраны высококвалифицированные преподавательские кадры, есть хорошо оснащенная лаборатория для проведения научных исследований. И такие исследования проводятся и получаются первоклассные результаты. Созданы все условия, только приходи, поступай и осваивай премудрости акустики. Но желающих поступать к нам сегодня не так уж и много. Наверное, многих отпугивает сама акустика, и то что для ее познания необходимо будет трудиться. Возможно также, что отчасти это связано с тем, что акустика до сих пор не стала в нашем обществе по-настоящему востребованной. Если не касаться военной тематики, то на проблемы, связанные с шумом, смотрят по меньшей мере снисходительно, что называется по остаточному принципу. Эту проблему надо решать нам вместе, чтобы сделать акустику действительно престижной наукой, обучений которой открывала бы широкие перспективы.

Представляется целесообразным повысить кооперацию учебных организаций, занимающихся подготовкой акустиков технического профиля, которая бы подразумевала бы совместную разработку учебных программ и возможную их унификацию, обмен студентами и преподавательскими кадрами на чтение определенного курса лекций. Важным является и привлечение к преподаванию сотрудников академических и ведомственных организаций, специализирующихся в тех или иных направлениях акустики. Несомненно, интересным в этом направление является организация акустических конференция для студентов и молодых ученых. Положительный опыт проведения подобной конференции на протяжении нескольких лет имеется в МГТУ им. Баумана.

Несколько слов о курсах повышения квалификации. Такая форма была очень распространенной в прошлом веке. Да и сейчас она должна развиваться, так как преподаватели обязывают их пройти для успешного прохождения конкурса на переизбрания на свою должность. Без этого нереально повысить свою акустическую компетентность широкому кругу работников различного профиля, сделать хотя-бы небольшой шаг вперед в этом направлении. А это очень важно для всех нас, в свете рассмотренных нами проблем.

Заключение

Акустическая некомпетентность охватывает широкий круг нашей жизни. Причины некомпетентности в низком уровне образования. Пути решения проблемы некомпетентности видятся в повышении качества и количества выпускаемой учебной литературы, повышении квалификации преподавательских кадров, совершенствовании учебных программ и кооперации учебных организаций по акустическому направлению подготовки специалистов.

Список литературы

1. Комкин А.И., Готлиб Я.Г., Смирнов С.Г. Нормирование шума. Реальный подход к проблеме // Безопасность жизнедеятельности. 2015. № 10. С. 23-30.

2. Комкин А.И., Смирнов С.Г. Нормотворчество в области шума в России. Последние результаты // Безопасность жизнедеятельности. 2017. № 9. С. 59–64.

3. ГОСТ 17187-2010. Шумомеры. Часть 1. Технические требования. М.: Стандартинформ, 2012. 32 с.

4. СанПиН 2.2.4.3359-16 "Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах". М.: Минздрав России, 2016. 74 с.

5. Иванов Н.И. Инженерная акустика. М.:Логос, 2013. – 432 с.

6. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука, 1973. − 496 с.

7. Справочник проектировщика. Защита от шума / Под общ. ред. Е.Я. Юдина. − М.: Стройиздат, 1974. − 134 с.

8. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. – Л.: Судостроение, 1971. – 416 с.

9. Справочник по судовой акустики / Под общ. ред. И.И. Клюкина и В.В. Боголепова . − Л.: Судостроение, 1978. – 504 с.

10.Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979. − 184 с.

11. Справочник по технической акустики: Пер. с нем./ Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. − Л.: Судостроение, 1980. – 440 с.

12. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под общ. ред. Е.Я. Юдина − М.: Машиностроение, 1985. − 400 с.

13. Снижение шума в зданиях и жилых районах / Под ред. Г.Л. Осипова, Е.Я. Юдина. М.: Стройиздат, 1987. – 558 с.

14. Защита от шума в градостроительстве / Под ред. Г.Л. Осипова. М.: Стройиздат, 1993. – 96 с.

15. Шевьев Ю.П. Физические основы архитектурно-строительной акустики. СПб.: Изд-во СПГУКиТ, 2001. – 408 с.

УДК 614.7
OECD 03.03.NE

Опыт установления дозы шума для задач оценки риска здоровью населения

Кошурников Д.Н.[1], Пономарев А.Л.[1]
[1] Федеральное бюджетное учреждение науки «Федеральный научный центр медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения» Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (ФБУН «ФНЦ медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения»), г. Пермь, Россия

Аннотация

Действующие методические подходы по оценке дозы шума характеризуют кратность превышения и не отражают переход к средневзвешенному суточному эквивалентному уровню для задач оценки риска здоровью населения. В данном исследовании предложены методические подходы, позволяющие установить средневзвешенный суточный уровень эквивалентного шума (Lden) по формированию суточной дозы шума ($Д_{сут.}$) через учет числа и длительности шумовых событий. Методика позволяет выполнить оценку и прогноз риска нарушений здоровья с применением утвержденной методики по оценке риска от воздействия транспортного шума (МР 2.1.10.0059-12). Апробация методических подходов на примере детских дошкольных учреждений (ДДУ) города Перми позволила установить суточную дозу шума с оценкой воздействия каждого периода и рассчитать возможные риски нарушений здоровья детского населения, посещающего ДДУ вблизи объектов транспортной инфраструктуры, и последующего проживания на исследуемой территории. По результатам исследования установлено, что основной вклад в суточную дозу детского населения, посещающего ДДУ, вносит самоиндуцированный шум.

Ключевые слова: доза шума, оценка шумовой экспозиции, оценка риска от шума, среднесуточная доза шума, средневзвешенный эквивалентный уровень шума.

Experience in establishing a dose of noise for population health risk assessment tasks

Koshurnikov D.N. [1], Ponomarev A.L. [1]
Federal Budget Scientific Institution “Federal Scientific Center for Medical and Preventive Health Risk Management Technologies” Federal Service for Surveillance on Customers Rights Protection and Human Wellbeing (FBSI “Federal Scientific Center for Medical and Preventive Health Risk Management Technologies”), Perm, Russia

Abstract

The existing methodological approaches to assessing the dose of noise characterize the multiplicity of exceedances and do not reflect the transition to the weighted average daily equivalent level for the tasks of assessing the risk to public health. In this study, methodical approaches are proposed that allow us to establish a weighted average daily level of equivalent noise (Lden) for the formation of a daily dose of noise (NDd.ave.) By taking into account the number and duration of noise events. The method allows the assessment and prediction of the risk of health disorders using the approved methodology for assessing the risk of exposure to traffic noise (MR 2.1.10.0059-12). Testing methodological approaches using the example of preschool institutions in the city of Perm allowed us to establish a daily dose of noise with an assessment of the impact of each period and calculate the possible risks to the children's health attending the local educational institutions near transport infrastructure facilities and the subsequent residence in the study area. According to the results of the study, it was found that the main contribution to the daily dose of the child population attending kindergarten is self-induced noise.

[*] *Автор корреспондент: kdn@fcrisk.ru (Кошурников Д.Н.)*

Key words: *noise dose, noise exposure estimate, noise risk assessment, average daily dose of noise, weighted average equivalent noise level.*

1. Введение.

В последние годы актуальность проблемы высокого шумового загрязнения нарастает с каждым годом, что в первую очередь, связано с ростом автотранспортного парка, с увеличением объемов железнодорожных перевозок и увеличением пассажиропотока воздушных перевозок. Развития промышленности и предприятий имеет обратный характер, направленный на снижение излучаемого шума на источнике, что связано с внедрением наилучших доступных технологий, обеспечивающих максимальное снижение шумового воздействия на источнике, в помещении, на территории. Необходимость снижения формируемых уровней шума на нормируемых территориях обусловлена также дополнительными жалобами в контролирующие органы [1] и судебными обращениями в случае превышения установленных гигиенических нормативов по шуму [2]. В условиях сложившейся тенденции транспорт является основополагающим фактором формирования акустической обстановки как в небольших, так и в крупных городских поселениях.

В 2017 году на территории Российской Федерации по данным Государственного доклада «О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2017 году» в структуре жалоб населения на неудовлетворительные условия проживания наибольший удельный вес отмечался по шуму (58 %), оказывающим влияние на среду обитания человека [1].

В большинстве случаев в качестве индикаторного показателя формирования неблагоприятной среды по шумовому фактору по результатам акустического зонирования исследуемой территории [3, 4] является численность населения, проживающего под тем или иным уровнем шумовой экспозиции. Однако, такая оценка носит популяционный характер и не отражают индивидуальных особенностей пребывания человека в различных условиях и ситуациях, сопряженных с шумовым воздействием. В качестве индивидуальной оценки шумового воздействия используется индивидуальная доза шума, отражающаяся в возможном формировании и усугублении тяжести протекания заболеваний сердечно-сосудистой системы, нервной системы и органов слуха.

Всемирная организация здравоохранения (ВОЗ) в 2018г. опубликовала «Руководство по шуму окружающей среды», содержащее обзор научной литературы о влиянии шумового загрязнения окружающей среды на здоровье человека и разработки научно-обоснованных рекомендаций для защиты здоровья населения от неблагоприятных последствий шумового фактора [5]. Факты нарушений здоровья населения, проживающего под воздействием шумового фактора подтверждаются и многочисленными исследованиями [6, 7].

С учетом сложившейся необходимости оценки влияния шумового фактора на здоровье населения основной задачей научных исследований является получение и изучением реальной информации об уровнях и динамике шумового воздействия на население в условиях пространственных и временных особенностей акустической ситуации. Существующие методические подходы к построению шумовых карт селитебных территорий позволяют оценить комплексное воздействие шума от всех источников территории, позволяют выполнить ситуационное моделирование и прогноз уровней шума при различных сценариях функционирования городской среды [8]. Математические модели воздействия шума на здоровье, в том числе динамические, позволяют выполнить оценку рисков для экспонируемого населения [9].

Цель исследования заключалась в оценке индивидуальной дозы шума детского населения в условиях пребывания на территории детского дошкольного учреждения в границах крупного городского поселения, сопряженного с высокой транспортной

загруженностью, для задач оценки риска возможных нарушений здоровья, обусловленных шумовым фактором.

Объектом исследования являлась территория размещения трех детских дошкольных учреждений на территории г. Пермь (общая численность населения города составляет более 1 млн. жителей), территория которого характеризовалась высокой загруженностью по всем видам транспорта: автомобильный, железнодорожный, воздушный.

2. Методы исследований.

В рамках настоящего исследования установление шумовой экспозиции на основе определения индивидуальной дозы шума были выбраны три исследуемых территории размещения детских дошкольных учреждений (ДДУ) для последующей оценки акустической экспозиции на основе установления индивидуальной дозы шума.

В основу оценки воздействия шумового фактора на детское дошкольное население легла методика оценки дозовой шумовой нагрузки по результатам инструментальных измерений уровней шума за отдельные периоды времени или отдельные шумовые события согласно методическим рекомендациям «Оценка акустической экспозиции на основе измерения индивидуальной дозы шума для задач оценки риска здоровью», разработанным ФБУН «ФНЦ медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения» в 2018 году. Предложенные методические подходы основаны на расчете средневзвешенного суточного уровня дозовой нагрузки по формуле 1:

$$ДШ_{ср.сут} = \frac{p_1^2 \cdot t_1 + p_2^2 \cdot t_2 + p_3^2 \cdot t_3 + p_n^2 \cdot t_n}{T} = p_{den}^2, \quad (1)$$

где $ДШ_{ср.сут.}$ - среднесуточная доза шума $(Па^2)$;

p_n – звуковое давление фактического измеренного эквивалентного уровня звука за определенный период *(Па);*

t_n – время (период) воздействие измеренного уровня звука (шумового события) (ч);

T – общее учитываемое время - сутки (24 часа) (ч);

p_{den} – звуковое давление средневзвешенного суточного уровня шума, характеризующего суточную дозу *(Па)*.

В рамках исследования в трех ДДУ с февраля по август 2018 года было проведено более 300 инструментальных измерений эквивалентного уровня шума внутри ДДУ и на прилегающей территории с целью оценки формируемых уровней транспортного шума и установлением связи с нарушением здоровья детского населения. Уровень шумовой экспозиции оценивался на следующих территориях:

– МАДОУ «Детский сад №370» г. Перми (г. Пермь, пр. Парковый, 26) (далее ДДУ № 370). Территория размещения ДДУ характеризуется зоной акустической тишины и характеризуется общим фоновым влиянием городского шума (данное ДДУ № 370 выбрано как контрольная территория);

– МАДОУ «Детский сад № 80» г. Перми (г. Пермь, ул. Моторостроителей 14) (далее ДДУ № 80). Территория размещения ДДУ характеризуется зоной акустического воздействия железнодорожной магистрали, проходящей через весь город в долине реки Данилиха на расстоянии порядка 250 метров от ДДУ. Кроме того, на расстоянии порядка 330 метров располагается одна из крупнейших автомагистралей города Стахановская-Чкалова, формирующая общее фоновое загрязнение в районе размещения ДДУ № 80;

– МБДОУ «Савинский детский сад «Созвездие»» (Пермский район, д. Ванюки, ул. Зеленая, 29) (далее ДДУ «Созвездие»). Территория размещения ДДУ характеризуется зоной акустического воздействия авиационного транспорта и располагается под эпюрами

зон взлета и посадки воздушных судов гражданской и государственной авиации на расстоянии порядка 500 метров от взлетно-посадочного курса, и на расстоянии 1400 метров от взлетно-посадочной полосы (далее ВПП).

Инструментальные измерения проводили в будние дни в дневное время (7.00 – 19.00 (Lday)) для оценки уровней шума в период пребывания детского населения в ДДУ. При этом в исследовании было принято, что в вечерний период (19.00 – 23.00 (Levening), отдых в домашних условиях) и ночной период (23.00 – 07.00 (Lnight), сон в домашних условиях) дети находились в условиях допустимого уровня шумового воздействия согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [2], с уровнем шумовой экспозиции 40 дБА и 30 дБА соответственно.

Оценка риска для здоровья населения в контрольных точках проводилась на основании рассчитанного эквивалентного средневзвешенного суточного шума (Lden), который введен Директивой Европейской Комиссии 2002/49/ЕС от 25 июня 2002 г. [10]. При расчете средневзвешенного суточного уровня учитывались 3 интервала времени: дневной (Lday), вечерний (Levening) и ночной (Lnight).

Для задач сопоставления дынных, результаты инструментальных измерений уровней шума были сопряжены с результатами акустических расчетов, проведенных на модельных участках размещения ДДУ с учетом вклада источников транспортного шума. Модельные акустические расчеты были проведены в границах кварталов размещения ДДУ с учетом сторонних источников, в частности транспортного происхождения, для учета формируемого фона. Моделирование выполнялось с применением геоинформационных технологий (ГИС) с формированием объектов экранирования, узловых расчетных точек и расчетных прямоугольников для задач визуализации зон акустического дискомфорта. Акустические расчеты выполнены с использованием программного комплекса «Эколог-Шум» версия 2.4 (фирма «Интеграл»), реализующим основные нормативные документы по распространению шума на местности [11].

Основу проведения акустических расчетов составляла электронная база источников автотранспортного шума, сформированная с учетом интенсивности и структуры транспортных потоков города, а также средней скорости движения автомобилей на участках улично-дорожной сети (УДС).

В рамках сопоставления данных было выполнено сопряжение результатов акустических расчетов и результатов инструментальных измерений через установление коэффициентов соответствия между двумя видами данных в контрольных точках территории, и дальнейшую интер- и экстраполяцию данных по методу Делоне [12]. С использованием полученных данных был рассчитан средневзвешенный суточный уровень шума, который был принят в качестве среднегодового на исследуемой территории.

По результатам расчета индивидуальной дозы шума в соответствии с методикой оценки дозовой шумовой нагрузки по результатам инструментальных измерений уровней шума за отдельные периоды времени или отдельные шумовые события согласно МР «Оценка акустической экспозиции на основе измерения индивидуальной дозы шума для задач оценки риска здоровью» сформирован уровень индивидуальной дозы в виде средневзвешенного суточного уровня шума с последующей оценкой риска здоровью населения.

Оценку риска здоровью населения проводили согласно методическим рекомендациям МР 2.1.10.0059-12 через расчет приведенного индекса риска ($R_t^{Acoâ}$) [9], который определяется на основе решения системы рекуррентных уравнений, описывающих эволюционные математические модели развития во времени неблагоприятных эффектов определенной тяжести под воздействием шума. В основе методики лежит средневзвешенный суточный уровень эквивалентного шума, характеризующий персональное пребывание человека в заданных шумовых условиях. Приведенные условия пребывания детского населения в ДДУ были приняты для оценки

хронического воздействия шума на человека с оценкой возможных рисков здоровью населения при длительном воздействии установленных уровней шума. Расчет риска здоровью проводился с оценкой основных поражающих органов и систем и оценкой критических возрастных точек перехода от одной категории риска в другую.

3. Основные результаты.

3.1. Результаты инструментальных измерений.

По результатам инструментальных измерений были получены уровни шумового воздействия в метах пребывания детского дошкольного населения на территории ДДУ (внутри помещений и на территории). Измерения уровней шума проводились в периоды проведения различных мероприятий, соответствующих режиму дня в ДДУ. В таблице 1 представлены результаты проведенных измерений в трех исследуемых ДДУ.

Таблица 1

Результаты инструментальных измерений в ДДУ № 370, № 80, ДДУ «Созвездие»

№ п/п	Режим дня детей, пребывающих в ДДУ (07.00-19.00, согласно п.1-15)	Длительность мероприятия (час)	Среднее за период, дБА		
			ДДУ № 370	ДДУ № 80	ДДУ «Созвездие»
1	Приход детей в ДДУ, свободная игра, самостоятельная деятельность	1	67	71	69
2	Утренняя гимнастика	0,083	68	68	69
3	Подготовка к завтраку, завтрак	0,5	56	59	58
4	Игры, самостоятельная деятельность детей, индивидуальная работа с детьми	0,417	60	63	65
5	Организованная образовательная деятельность	0,667	56	56	61
6	Второй завтрак, подготовка к прогулке	0,167	59	62	58
7	Прогулка	2	64	68	66
8	Возвращение с прогулки, самостоятельная деятельность	0,25	66	71	69
9	Подготовка к обеду, обед	0,417	64	63	53
10	Подготовка ко сну, дневной сон	2,5	31	31	47
11	Постепенный подьем, просыпательная гимнастика	0,333	50	46	48
12	Игры, самостоятельная и организованная образовательная деятельность индивидуальная работа с детьми	0,667	68	71	70
13	Подготовка к уплотненному полднику, уплотненный полдник	0,333	55	57	59
14	Игры, самостоятельная деятельность детей, индивидуальная работа с детьми	0,667	66	71	68
15	Подготовка к прогулке, прогулка, уход домой	2	67	69	71
16	Отдых в домашних условиях 19.00-23.00	4	40	40	40
17	Сон в домашних условиях 23.00-07.00	8	30	30	30

Сводные результаты инструментальных измерений показывают, что, например, для ДДУ № 370 наблюдаются уровни шумового воздействия до 68 дБА, включая пребывание на улице. Преимущественно, приведенные повышенные уровни обусловлены высокой наполняемостью групп, что пропорционально увеличивает шумовую экспозицию в группе в общем, и влияет на индивидуальную дозу шума в частности. Следует отметить, что формируемые уровни фонового шума на прилегающей к ДДУ территории, составили 46,3 дБА. Совокупный уровень шумовой экспозиции с учетом прогулки детей составил 64 дБА.

Для ДДУ № 80 наибольшие измеренные уровни составили 71 дБА с учетом дневной прогулки, что характеризуется близостью расположения ДДУ с существующей железнодорожной магистрали, проходящей по территории городского поселения. Среднее значение фонового шума на территории, прилегающей к ДДУ, составило 55,3 дБА. Совокупный уровень экспозиции с учетом прогулки детей составил 68 дБА.

Результаты измерений в ДДУ «Созвездие» формировались на уровне 71 дБА в отдельные периоды пребывания детей в ДДУ. Фоновый шум на прилегающей к ДДУ территории составил 52,6 дБА, совокупный уровень экспозиции с учетом прогулки составил 66 дБА. Стоит отметить, что отсутствие повышенных уровней шума в периоды пролетов воздушных судов государственной авиации обусловлено отсутствием детей на прилегающей к ДДУ территории, экспозиция внутри помещений ДДУ отражена в приведенных результатах инструментальных измерений.

3.2. Результаты акустических расчетов.

Для оценки шумовой экспозиции на основе индивидуальной дозы шума кроме инструментальных измерений целесообразно использование результатов акустических расчетов для оценки влияния внешних источников на уровни внутри помещений и для учета сторонних источников шума в качестве фона [13].

Район размещения ДДУ № 370 характеризуется зоной акустической тишины и общим фоновым влиянием городского шума. ДДУ располагается во втором эшелоне объектов капитального строительства относительно ближайших источников шума – городских автодорог по улицам пр. Парковый, ул. Подлесная, ул. Комиссара Пожарского, ул. Желябова. Вклад железнодорожного транспорта на территории ДДУ отсутствует ввиду значительного удаления от железнодорожных магистралей. Дополнительно, формируется фоновое шумовое загрязнение от пролетов воздушных судов (далее ВС) гражданской и государственной авиации вблизи ДДУ, маршруты взлета и посадки которых расположены на расстоянии порядка 1000 метров от ДДУ. Результаты акустического расчета представлены на рисунке 1.

Рис. 1. Результаты акустического расчета в районе размещения ДДУ № 370

По результатам акустических расчетов было установлено, что в условиях высокой интенсивности движения автотранспорта (в среднем за сутки проезжает до 24336 машин через створ наиболее оживленных магистралей), расчетные уровни шума на территории размещения ДДУ формировались на уровне 40 – 45 дБА, что соответствует установленным гигиеническим нормативам для территории жилой застройки [2].

Территория размещения ДДУ № 80 характеризуется акустическим влиянием железнодорожной магистрали и фонового загрязнения, формируемого прилегающей крупнейшей автомагистралью города. ДДУ располагается в одном из центральных микрорайонов города в долине малой реки Данилиха и ограниченной улицами Моторостроителей и Маршрутная. Вокруг ДДУ отсутствует значительное скопление объектов капитального строительства, что исключает экранирование уровней шума объектов транспортной инфраструктуры на ДДУ. Результаты акустического расчета представлены на рисунке 2.

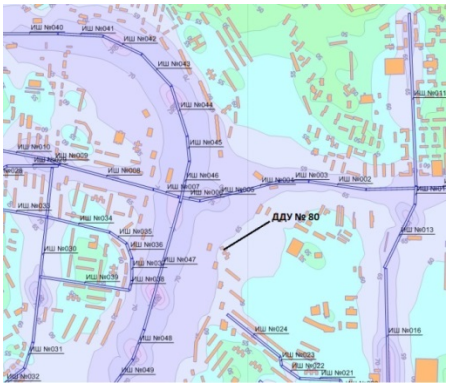


Рис. 2. Результаты акустического расчета в районе размещения ДДУ № 80

Проведенные акустические расчеты показали, что в условиях высокой интенсивности движения автотранспорта (в среднем за сутки до 41520 машин через створ крупнейшей автомагистрали Стахановская-Чкалова) и достаточно интенсивному движению по железнодорожной магистрали (до 3 пар поездов в час), расчетные уровни шума на территории размещения ДДУ формировались на уровне 60 – 65 дБА, что не соответствует установленным гигиеническим нормативам для территории жилой застройки [2].

ДДУ «Созвездие» расположено на территории, характеризующейся зоной акустического воздействия авиационного транспорта и располагается под эпюрами зон взлета и посадки ВС гражданской и государственной авиации на расстоянии порядка 500 метров от взлетно-посадочного курса, и на расстоянии 1400 метров от ВПП. ДДУ располагается в д. Ванюки Пермского района на ул. Зеленая. Вокруг ДДУ отсутствует значительное скопление объектов капитального строительства, что исключает экранирование уровней шума объектов транспортной инфраструктуры на ДДУ, и именно пролетов воздушных судов гражданской и государственной авиации. Результаты акустического расчета представлены на рисунке 3.

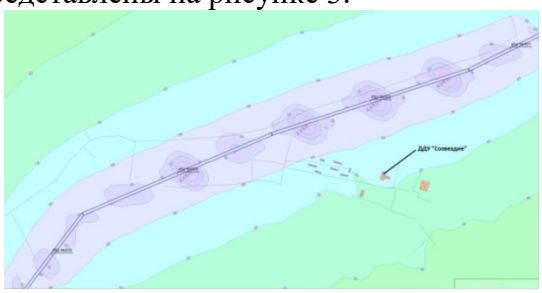


Рис. 3. Результаты акустического расчета в районе размещения ДДУ «Созвездие»

На основании проведенных акустических расчетов было установлено, что в условиях высокой интенсивности движения автотранспорта (в среднем за сутки до 38280 машин через створ автомагистрали Пермь-Култаево), расчетные уровни шума на территории размещения ДДУ находятся на уровне 55 – 60 дБА, что соответствует установленным гигиеническим нормативам для территории жилой застройки (55 дБА) [2].

3.3. Установление индивидуальной дозы шума

В рамках настоящего исследования и в соответствии с разработанными методическими подходами была рассчитана индивидуальная доза шума в каждом ДДУ, основанная на результатах инструментальных исследований в местах пребывания детей.

В результате оценки индивидуальной дозы шума, рассчитанной согласно режиму пребывания детей в ДДУ, для исследуемых территорий были получены следующие результаты:

– для ДДУ № 370 превышение среднесуточной дозы шума составило 22,2 раза и формировало эквивалентный уровень средневзвешенного суточного шума 61,1 дБА.

– для ДДУ № 80 превышение среднесуточной дозы шума составило 46,6 раза, что формировало эквивалентный уровень средневзвешенного суточного шума 64,3 дБА.

– для ДДУ «Созвездие» превышение среднесуточной дозы шума составило 41,8 раза, что формировало эквивалентный уровень средневзвешенного суточного шума 63,8 дБА.

3.4. Оценка риска здоровью населения

Для обоснования вредного воздействия шумового фактора, воздействующего на детское население, в рамках настоящего исследования проведена оценка риска здоровью детского населения, посещающего ДДУ, согласно МР 2.1.10.0059-12 [9]

По результатам гигиенического исследования «Оценка риска здоровью населения» получены следующие результаты:

– для детей, посещающих ДДУ № 370 с 3-х летнего возраста и, в перспективе, проживающих на экспонируемой территории в течение всей жизни, в условиях эквивалентного уровня средневзвешенного суточного шума 61,1 дБА формировались следующие уровни риска: умеренный риск нарушений сердечно-сосудистой системы возникает к 52 годам с переходом в высокий в 85 лет, в чрезвычайно высокий – в 87 лет; умеренный риск нарушений нервной системы возникает в 65 лет; умеренный риск нарушений органов слуха не формируется.

– в ДДУ № 80 формировался эквивалентный уровень средневзвешенного суточного шума 64,3 дБА, который формировал следующие уровни риска, при условии проживания с 3-х лет и на протяжении всей жизни: умеренный риск нарушений сердечно-сосудистой системы возникает к 25 годам с переходом в высокий в 57 лет, в чрезвычайно высокий – в 66 лет; умеренный риск нарушений нервной системы возникает в 56 лет; умеренный риск нарушений органов слуха не формируется.

– для детей, посещающих ДДУ «Созвездие» с 3-х летнего возраста и, в перспективе, проживающих на экспонируемой территории в течение всей жизни, в условиях эквивалентного уровня средневзвешенного суточного шума 63,8 дБА формировались следующие уровни риска: умеренный риск нарушений сердечно-сосудистой системы возникает к 27 годам с переходом в высокий в 60 лет, в чрезвычайно высокий – в 68 лет; умеренный риск нарушений нервной системы возникает в 57 лет; умеренный риск нарушений органов слуха не формируется.

В таблице 2 представлена сводная таблица критических возрастных точек перехода риска из одной категории в другую. В качестве примера в таблице 3 приведен анализ формируемых индексов риска для слухового аппарата, сердечно-сосудистой

системы и нервной системы с переходов из одной категории риска в другую в разрезе различных возрастов в течение всей жизни. Стоит отметить, что для задач оценки риска устанавливаемая индивидуальная доза шума рассматривается как мера контакта человека с шумовым фактором в течение всей жизни.

Таблица 2

Критические возрастные точки перехода риска из одной категории в другую.

Номер точки	**Уровень шума, дБА**	**Возраст перехода риска из низкого в умеренный**			**Возраст перехода риска из умеренного в высокий**			**Возраст перехода риска из высокого в чрезвычайно высокий**		
		Слух	**ССС**	**НС**	**Слух**	**ССС**	**НС**	**Слух**	**ССС**	**НС**
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ДДУ № 370	61,1	-	52	65	-	85	-	-	87	-
ДДУ № 80	64,3	-	25	56	-	57	-	-	66	-
ДДУ «Созвездие»	63,8	-	27	57	-	60	-	-	68	-

* Прочерк в таблице « – » обозначает, что неприемлемый риск для данного органа или системы под воздействием шумового фактора не формируется.

Наибольший уровень эквивалентный средневзвешенного суточного шума формировался в ДДУ № 80 и составил 64,3 дБА. В таблице 3 представлен расчет риска нарушений здоровья у детей, пребывающих в ДДУ № 80, и впоследствии проживающих на экспонируемой территории.

Таблица 3

Расчет риска нарушений здоровья у детей, пребывающих в ДДУ № 80

Возраст	Приведенный риск заболеваний органов слуха под воздействием фактора	Приведенный риск заболеваний сердечно-сосудистой системы под воздействием фактора	Приведенный риск заболеваний нервной системы под воздействием фактора	Приведенный риск заболеваний заболеваний органов кровообращения, нервной системы и органов слуха под воздействием фактора
3	0.001	0.004	0.002	0.007
4	0.001	0.005	0.003	0.009
5	0.001	0.006	0.004	0.011
10	0.003	0.014	0.008	0.024
15	0.004	0.023	0.012	0.039
19	0.005	0.033	0.015	0.053
20	0.006	0.036	0.016	0.057
25	0.007	0.051	0.020	0.078
30	0.009	0.071	0.025	0.103
40	0.013	0.131	0.034	0.172
50	0.017	0.235	0.044	0.281
55	0.019	0.315	0.049	0.361
56	0.019	0.334	0.050	0.380
57	0.020	0.354	0.051	0.400
60	0.021	0.424	0.055	0.467
65	0.024	0.577	0.060	0.612
66	0.024	0.615	0.061	0.647
70	0.026	0.799	0.066	0.817

80	0.032	1.000	0.078	1.000
90	0.038	1.000	0.090	1.000
95	0.041	1.000	0.097	1.000

Выводы.

Проведённое исследование по оценке влияния транспортного шума на здоровье детского населения, пребывающего в ДДУ, на основе разработанных методических подходов по установлению индивидуальной дозы шума и действующей методологии по оценке риска здоровью населения позволили сделать следующие выводы:

– практически на всех этапах пребывания детского населения в ДДУ наблюдались превышения установленных ПДУ [2]. Результаты инструментальных измерений показывают и доказывают, что основным источником шума, в частности внутри помещений, является самоиндуциированный шум, характерный для человека или группы лиц;

– источники городского шума формируют фоновый уровень шума, воздействие которого на придомовую и внутриквартальную территорию не формирует значительных превышений уровней шума;

– оценка и управление шумовым воздействием носит сугубо индивидуальный характер, связанный с режимом жизнедеятельности каждого человека индивидуально;

– предложенные методические подходы позволяют провести оценку и сделать прогноз развития ситуации при воздействии шума на человека с последующим снижением или исключением вредного воздействия на человека.

По результатам гигиенического исследования по оценке влияния шумового фактора на здоровье детского населения, посещающего ДДУ, с использованием методологии оценки индивидуальной дозы шума можно сделать следующие выводы:

– на всех этапах гигиенической оценки согласно режиму дня ДДУ наблюдались превышения установленных гигиенических нормативов для помещений и спальных помещений в ДДУ согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96, за исключением дневного сна (для ДДУ № 370 и № 80), что обусловлено пребыванием детей в ДДУ, являющихся основным источником шума внутри;

– для отдельных территорий уровни фонового шумового загрязнения на территории ДДУ без присутствия детей формировались в пределах установленных ПДУ – 46,3 дБА и 52,6 дБА для ДДУ № 370 и ДДУ Созвездие соответственно. Фоновое шумовое загрязнение на территории ДДУ № 80 было незначительно превышено и составляло 55,3 дБА;

– совокупный уровень шумового воздействия на территории ДДУ (транспортный шум и пребывание детей) превышал установленные ПДУ на всех исследуемых территориях: ДДУ № 370 – 64 дБА, ДДУ № 80 – 68 дБА, ДДУ «Созвездие» - 66 дБА;

– повышенные уровни шумовой экспозиции в ДДУ № 370 обусловлены высокой наполняемостью групп, в ДДУ № 80 обусловлены близостью расположения железнодорожной магистрали. Отсутствие повышенных уровней шума в периоды пролетов воздушных судов государственной авиации в ДДУ «Созвездие» обусловлено отсутствием детей на территории ДДУ в период пролетов воздушных судов.

Список литературы

1. О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2017 году: Государственный доклад. М.: Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека, 2018.-268 с.

2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»

3. Клейн С.В., Кошурников Д.Н., Чигвинцев В.М. // Опыт зонирования городской территории по уровню риска возможного нарушения здоровья населения под воздействием техногенного шума внешней среды / Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2015. Т. 17. № 5-2. С. 469-476.

4. Зайцева Н.В., Май И.В., Кошурников Д.Н., Клейн С.В. // К оценке рисков для здоровья при воздействии шума в рамках обоснования санитарно-защитной зоны крупного аэропорта / Сборник «Актуальные вопросы организации контроля и надзора за физическими факторами» Материалы Всероссийской научно-практической конференции. Под редакцией А.Ю. Поповой. 2017. С. 119-122.

5. WHO Regional Office for Europe. Environmental Noise Guidelines for the European Region (2018). 2018. Available at: [Электронный ресурс]. http://www.euro.who.int/en/health-topics/environment-and-health/noise/publications/2018/environmental-noise-guidelines-for-the-european-region-2018 (дата обращения: 21.12.2018)

6. Haralabidis A.S., Dimakopoulou K., Vigna-Taglianti F., Giampaolo M., Borgini A., Dudley M.L., Pershagen G., Bluhm G., Houthuijs D., Babisch W., Velonakis M., Katsouyanni K., Jarup L. Acute effects of night-time noise exposure on blood pressure in populations living near airports. European Heart Journal, February, 2008

7. Ising H., Babisch,W., Guski R., Kruppa B., Maschke C. Exposure and Effect Indicators of Environmental Noise. 2004

8. Кошурников Д.Н. Опыт 3D визуализации результатов акустических расчетов // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова. 2013. С. 306-309.

9. МР 2.1.10.0059-2012. Оценка риска здоровью населения от воздействия транспортного шума: Методические рекомендации. Available at: http://www.02.rospotrebnadzor.ru/content/138/18346/ (15.02.2017).

10. Директива 2002/49/ЕС Европейского Парламента и Совета от 25 июня 2002 года относительно оценки и контроля шума окружающей среды.

11. ГОСТ 31296.1-2005 (ИСО 1996-1:2003), Межгосударственный стандарт. Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки;

12. Май И.В., Клейн С.В., Вековшинина С.А., Балашов С.Ю., Кошурников Д.Н., Чигвинцев В.М. // Опыт сопряжения расчетных и инструментальных данных оценки шумового загрязнения для задач эколого-гигиенического зонирования территории ФБУН «Федеральный научный центр медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения», Гигиена и санитария. 2015. № 3. С. 26.

13. МУК 4.3.2194 – 07. Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях. Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека. - М: 2007. 16 с.

14. Кошурников Д.Н. Алгоритм формирования шумовой карты города // Здравоохранение Российской Федерации. 2011. № 5. С. 62-63.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 621.517.629.12.02
OECD 02.03.IU

Теоретическая оценка эффективности системы амортизации электростанции ДГ-1650 с пружинными виброопорами GERB W2-283(S)/284(S) и возможные причины выхода их из строя при практической реализации

Минасян М.А.[1*], Минасян А.М.[2], Васильев А.В.[3], Киав Тхет Наинг[4]
[1,2,4] Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (СПбГМТУ), Санкт-Петербург, Россия
[1]д.т.н., профессор кафедры СДВС и ДУ, [2]к.т.н., доцент кафедры ВТ и ИТ, [4]аспирант
[3]нач. КБ ОАО «Звезда энергетика», Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Для амортизации электростанции ДГ-1650 в качестве упругих опорных связей были использованы пружинные виброопоры фирмы GERB типа W2-283(S)/284(S). При практической реализации виброопор в системе амортизации электростанции корпусы опор оказались треснутыми. Однако не известно, когда обнаружены эти трещины – до начала эксплуатации или при эксплуатации через определенный период работы электростанции. Расчеты амортизации, а также результаты замеров вибрации не были представлены. Кроме того, непосредственный доступ к объекту был невозможен.

Поэтому для выяснения возможных причин повреждений, выхода из строя виброопор и электростанции в целом, авторами представлены:

1. Расчет амортизации с целью подбора опор по номинальной нагрузке и собственной частоте колебаний и проверки отсутствия опасных резонансов с недопустимыми амплитудами виброперемещений.
2. Перечень возможных причин выхода из строя виброопор.
3. Предложения по подбору нескольких вариантов виброопор.
4. Рекомендации по соблюдению существующих правил и требований по монтажу, центровки, транспортировке и замеру вибрации.

Ключевые слова: виброизоляция, вибрационная защита, виброизолятор, виброопора, эффективность виброизоляции, коэффициенты виброизоляции.

Theoretical evaluation of effectiveness of the vibration isolation system of the electric power plant DG-1650 with spring vibroisolators GERB W2-283(S)/284(S) and possible reasons for their failure in practical implementation

Minasyan M.A.[1], Minasyan A.M.[2], Vasilev A.V.[3], Kiav Thet Naing[4]
[1,2,4] St.Petersburg State Marine Technical University «SMTU», Saint-Petersburg, Russia
[1]D.T.Sc., Professor, Department of ship internal combustion engines and diesel installations
[2]Ph.D, Senior lecturer of Department of computer facilities and information technology,
[3]Head of KB OJSC "Zvezda energetica", [4]Postgraduate student

Abstract

For vibration isolation of the electric power plant DG-1650 as an elastic support ties were used spring vibration supports GERB W2-283(S)/284(S). In the practical implementation of vibration supports in the vibration isolation system of the power plant housings supports were cracked. However, it is not known when these cracks were discovered – before the start of operation or during operation after a certain period of exploitation of the power plant. Vibration isolation calculations as well as vibration measurements were not presented. In addition, direct access to the object was impossible.

[*]*Автор корреспондент: mamsar@mail.ru (Минасян М.А.)*

Therefore, to determine the possible causes of damage, failure of vibration mounts and power plants in general, the authors presented:

1. Calculation of vibration isolation for the purpose of selection of supports on nominal load and natural frequency of fluctuations and check of absence of dangerous resonances with inadmissible amplitudes of vibration displacements.

2. The list of possible causes of failure of vibration.

3. Proposals for the selection of several options for vibration.

4. Recommendations for compliance with existing rules and requirements for installation, alignment, transportation and measurement of vibration.

Key words: *vibration isolation, vibration protection, vibroisolator, vibration support, vibration effectiveness, coefficients of the vibration system.*

Введение

Объектом исследования в представленной работе является система опорной амортизации стационарной электростанции ДГ-1650 (далее – объект) с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) 12ЧН26/26 (рис. 1) [1-4], укомплектованная шестнадцатью виброопорами фирмы GERB типа W2-283(S)/284(S) [5, 6].

При практической реализации такой системы возникли повреждения, среди которых – образование трещин корпусов виброизоляторов (рис. 2).

Рис. 1. Общий вид электростанции ДГ-1650

Поэтому целью исследования является расчет амортизации объекта.

Для достижения указанной цели поставлены следующие задачи:

1. Подготовка исходных данных ДГ-1650 для расчета амортизации.
2. Уточнение технических характеристик виброопор фирмы GERB типа W2-283(S)/284(S) (по ТУ и паспорту) [5, 6].
3. Уточнение правильности расположения шестнадцати точек крепления виброопор относительно центра масс объекта.
4. Расчет амортизации объекта.
5. Построение частотной диаграммы объекта.
6. Анализ результатов расчета амортизации.

Рассмотрим их подробнее.

1. Исходные данные ДГ-1650 для расчета амортизации

Автоматизированная электростанция ДГ-1650 включает в себя V-образный двенадцатицилиндровый, четырехтактный, быстроходный двигатель, работающий на нефти всех классов российского производства [1-4].

Мощность нефтяного двигатель-генератора, кВт:

- номинальная – 1650;
- максимальная – 1815.

Номинальная частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$ ($мин^{-1}$) – 16,67 (1000).

Минимально-устойчивая частота вращения на холостом ходу, $с^{-1}$ ($мин^{-1}$) – 6,67 (400) [1].

Схема расположения двигателя, генератора, рамы, центра масс и других размеров, а также виброопор электростанции ДГ-1650 представлена на (**Error! Reference source not found.**2).

Схема расположения виброопор представлена на (рис.3).

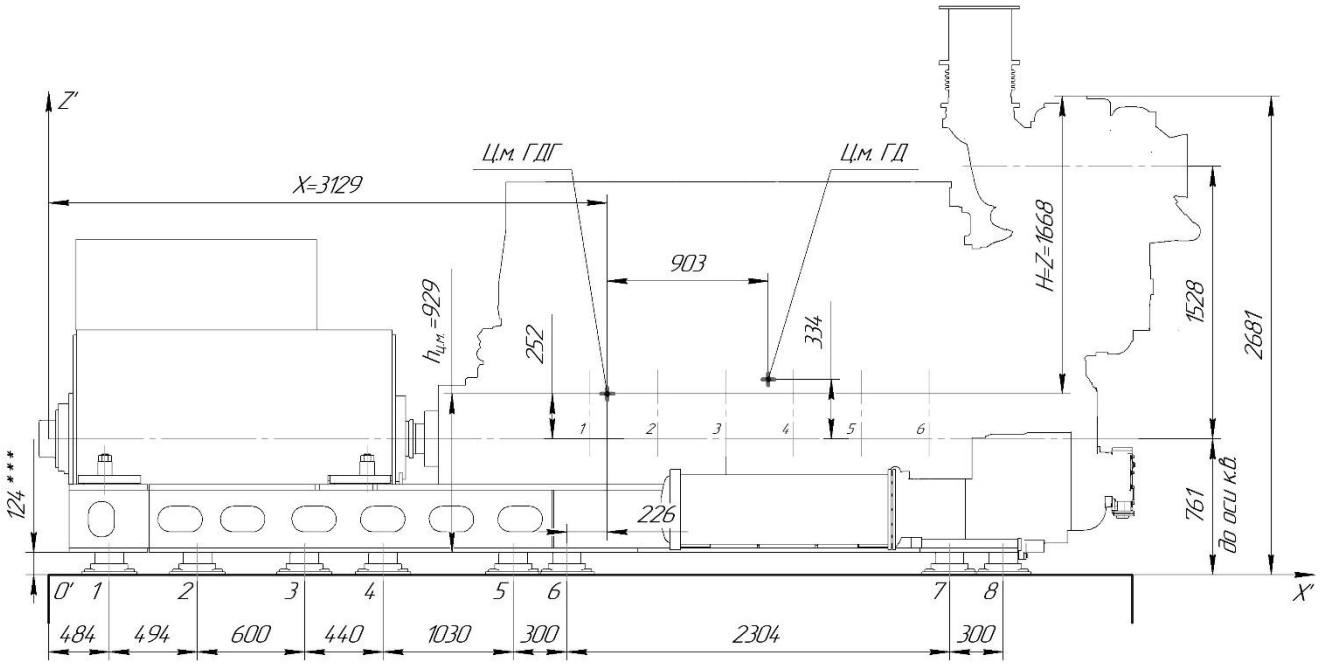


Рис. 2. Расположение дизеля и генератора на общей раме с опорными виброизоляторами на фундаменте электростанции ДГ-1650

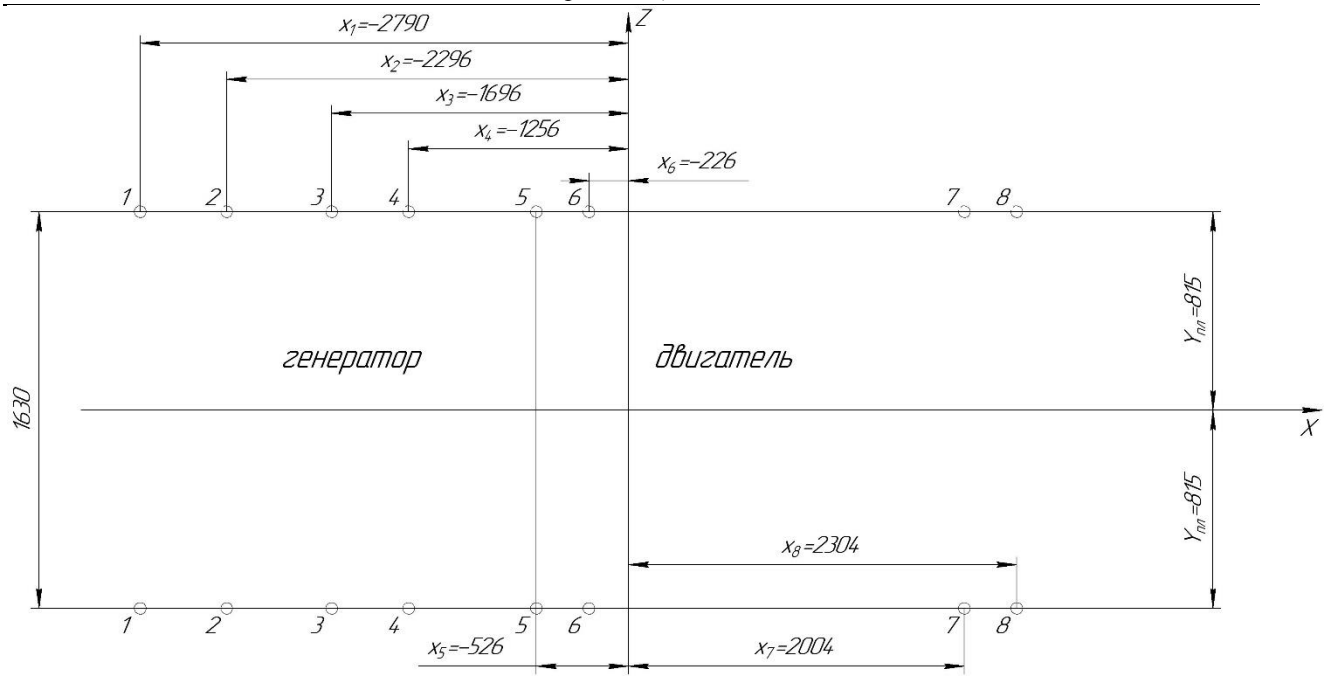


Рис. 3. Расположение опорных виброизоляторов в амортизирующем креплении электростанции ДГ-1650

Исходные данные для расчета амортизации сведены в (табл. 1).

Таблица 1
Исходные данные для расчета амортизации

Параметр	Обозначение	Числ. знач.
Масса, кг		
Двигатель-генератора	M_1	27300
Координаты ЦТ, м		
Двигатель-генератора	x_1	0
	y_1	0
	z_1	0
Размеры, м		
Дизеля (параллелепипед)	a_1	6,3
	b_1	1,96
	c_1	3,12
Расстояние от центра тяжести одной пластины рамы до плоскости симметрии, м	$Y_{пл}$	0,815
Высота ЦТ, м	$h_{цт}$	1,013
Высота дизеля от ЦТ, м	H	1,619
Масса агрегата, кг	M	27300
Расстояние от наиболее удаленной точки по осям до центра тяжести, м	x	3,274
	y	0,815
	z	1,619
Количество виброизоляторов, шт	n_a	16
Статические жесткости, Н/м	C_x	1630000
	C_y	1630000
	C_z	1780000

Динамические жесткости, Н/м	C'_x	1630000
	C'_y	1630000
	C'_z	1780000
Координаты крепления виброизоляторов, м	x_1	-2,79
	x_2	-2,296
	x_3	-1,696
	x_4	-1,256
	x_5	-0,526
	x_6	-0,226
	x_7	2,004
	x_8	2,304

2. Уточнение технических характеристик виброопор фирмы GERB типа W2-283(S)/284(S)

Технические характеристики виброопор GERB W2-283(S)/284(S) представлены в (табл. 2), а фотографии с повреждениями на (рис. 4).

Таблица 2

Технические характеристики опоры W2-283(S)/284(S) [4, 5]

Параметр	Ед. изм.	Величина
Максимальная нагрузка	кН	30,2
Коэффициент жесткости (вертикальный)	кН/мм	1,78
Коэффициент жесткости (горизонтальный)	кН/мм	1,63
Масса	Кг	11,3

Рис. 4. Фотографии поврежденных виброопор «GERB» W2-283(S)/284(S) при реализации их в системе амортизации электростанции ДГ-1650

Система амортизации электростанции ДГ-1650 снабжена шестнадцатью виброопорами W2-283(S)/284(S) (Рис. 2-4). Виброопоры расположенны по 8 штук с двух сторон рамы между нижней полкой рамы и фундаментом.

В паспорте виброизолятора марки W2-283(S)/284(S) представленные характеристики не достаточны (табл. 2) [4], а в соответствующих рекламных материалах фирмы GERB [5] такая марка отсутствует и, по всей вероятности, виброизолятор марки W2-283(S)/284(S) является промежуточной комбинацией между виброизоляторами W2-483 и W2-484.

Буква S в маркировке виброизолятора указывает на то, что виброизолятор оснащен демпфированием. Однако, в таком случае должны были быть представлены значения динамических жесткостей виброизолятора по трем осям координат. Конструктивно в фирменных материалах и в паспорте [4, 5] демпфирующий элемент не представлен. Поэтому возникает необходимость досконального изучения особенности конструкции, принципа работы и полной характеристики виброизолятора марки W2-283(S)/284(S).

При выборе указанных виброизоляторов следует обратить внимание на важные особенности, а именно:

– «…верхняя половина корпуса виброизолятора должна располагаться **строго по центру** относительно нижней половины корпуса»;

– «…, не допускать попадания грязи и посторонних предметов в зазор между верхней и нижней половинами корпуса»;

– При транспортировке виброизолированного оборудования в составе блок-контейнеров необходимо обеспечивать жесткое крепление агрегата относительно основания;

– Места установки виброизоляторов – производственные помещения и открытые площадки с температурой окружающего воздуха от –40 ºС до +150 ºС при относительной влажности до 100 %.

3. Уточнение правильности расположения шестнадцати точек крепления виброопор относительно центра масс объекта.

Наибольшее расстояние центра жесткости (ЦЖ) от центра тяжести агрегата (ЦТА) в направлении оси X Yж=–560,25 мм. В процентах к расстоянию между крайними опорными виброизоляторами это составляет 11 % (минимальное рекомендуемое значение 5 %, максимальное – 10 %).

4. Расчет амортизации объекта.

По представленным исходным данным в (табл. 1, 2) выполнен расчет амортизации электростанции ДГ-1650, результат которого приведен в (табл. 3).

Таблица 1

Результаты расчета амортизации электростанции ДГ-1650

Параметр	Обозначение	Числ. знач.
Моменты инерции, кг·м^2		
Агрегата	J_x	30885,4
	J_y	112440,51
	J_z	99034,39
Жесткости крепления, Н/м		
Поступательные вибрационные	$\sum C'_x$	26080000,00
	$\sum C'_y$	26080000,00

	$\sum C_z'$	28480000,00
Поступтельные статические	$\sum C_x$	26080000,00
	$\sum C_y$	26080000,00
	$\sum C_z$	28480000,00
Крутильные динамические	K_x'	45679615,52
	K_y'	1573901577,44
	K_z'	1434085188,32
Крутильные статические	K_x	199584345,92
	K_y	1727806307,84
Поступательные	F_z, Гц	5,143
	λ_z, $с^{-1}$	32,299
Поворотные	F_ν, Гц	19,162
	λ_ν, $с^{-1}$	120,336
Двухсвязанные	$F_{x\psi_1}$, Гц	18,851
	$\lambda_{x\psi_1}$, $с^{-1}$	118,385
	$F_{x\psi_2}$, Гц	4,877
	$\lambda_{x\psi_2}$, $с^{-1}$	30,625
	$F_{y\varphi_1}$, Гц	7,407
	$\lambda_{y\varphi_1}$, $с^{-1}$	46,518
	$F_{y\varphi_2}$, Гц	2,618
	$\lambda_{y\varphi_2}$, $с^{-1}$	16,444

5. Построение частотной диаграммы и анализ результатов расчета амортизации

Для анализа резонансных колебаний ДГ на (рис. 5) представлена частотная диаграмма, по которой наглядно видно в каком диапазоне частоты вращения коленчатого вала двигателя возникают резонансные колебания.

По оси ординат отложены 6 частот собственных колебаний ГДГ, найденных расчетным путем. Гармоники различного порядка изображены на диаграмме наклонными линиями.

Определение границ запретных диапазонов для частот свободных колебаний электростанции ДГ-1650.

В виду полной теоретической уравновешенности двигателя запретные диапазоны не назначаются, однако, по возможности, необходимо стремиться не подходить близко к частоте $f_в$, соответствующей номинальным оборотам двигателя:

$$f_{\bar{в}} = \frac{n}{60} = \frac{1000}{60} = 16{,}67\ Гц.$$

Ширина спектра свободных колебаний амортизированного объекта определяется разностью между наибольшей и наименьшей из частот свободных колебаний f_c объекта.

Сила, действующая на опорную лапу двигателя от веса с учетом реактивного момента определяется по формуле:

$$P_{рм} = \frac{1{,}12G}{2} + \frac{M_{кр}}{2Y_{пл}} = \frac{1{,}12 \cdot 27300 \cdot 9{,}81}{2} + \frac{9555\dfrac{1650}{1000}}{1{,}63} = 162547 \quad Н.$$

На один виброизолятор:

$$P_{рм1} = \frac{162547}{2} = 20318 \quad Н.$$

Статическая нагрузка на один виброизолятор:

$$P_{ZГТД} = \frac{G_{ГДГ}}{n_{ВГДГ}} = \frac{267813}{16} = 16738{,}3 \quad Н.$$

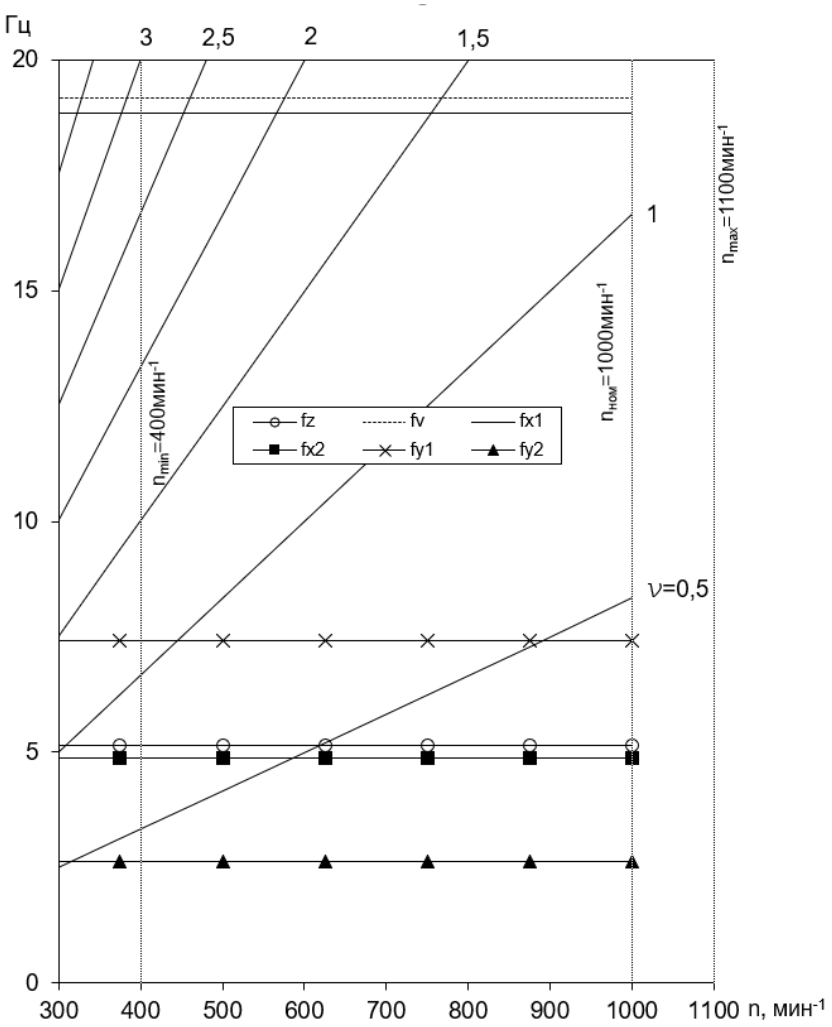


Рис. 5. Частотная диаграмма

В паспорте на виброизолятор «GERB» W2-283(S)/284 (S) представлена максимальная нагрузка 30200 Н [6].

Согласно ТУ2501-023-05763843-2006 статическая деформация виброизолятора «GERB» W2-283(S)/284 (S) равна:

$$108-\left(\frac{95+96}{2}\right)=108-95{,}5=12{,}5 \quad \text{мм.}$$

По известному значению частоты вертикальных свободных колебаний можно определить статическую деформацию по формуле [10]:

$$\delta_{\text{ст}}=\frac{256}{\text{f}_{\text{Cz}}^2}=\frac{256}{5{,}14^2}=9{,}7 \quad \text{мм.}.$$

Или по формуле:

$$\delta_{\text{ст}}=\frac{\text{P}_{\text{ZГТД}}}{\text{C}_{\text{z}}}=\frac{16738{,}3}{1780000}=9{,}4 \quad \text{мм.}.$$

Деформацию виброизолятора от силы веса с учетом реактивного момента можно определить из соотношения:

$$\frac{\text{G}_{\text{ГДГ}}^1}{\delta_{\text{ст}}}=\frac{\text{P}_{\text{рм}}}{\delta_{\text{рм}}}, \text{ откуда}$$

$$\delta_{\text{рм}}=\frac{\delta_{\text{ст}}\cdot\text{P}_{\text{рм}}}{\text{G}_{\text{ГДГ}}}=\frac{9{,}7\cdot 20318}{16738{,}3}=11{,}77 \quad \text{мм}\approx 12 \quad \text{мм},$$

где $\delta_{\text{ст}}=9{,}7\,\text{мм}$ по расчету.

При воздействии широкополосного спектра внешних возбуждений для обеспечения высокой эффективности виброизоляции все шесть собственных частот изолируемой системы или, по крайней мере, те из них, которые могут причинить наибольшие неприятности при резонансе, следует сделать равными или приблизительно равными между собой с тем, чтобы они уместились в узкой полосе частот. Указанное совмещение собственных частот можно осуществить соответствующим подбором виброизоляторов и их взаимным расположением.

Однако для системы виброизоляции ДГ-1650 все шесть частот свободных колебаний существенно отличаются друг от друга (см. рис. 5), а значения двух частот: поворотной (19, 2 Гц) и двухсвязной (18,85 Гц) превышают номинальную частоту (16,67 Гц) двигателя.

Для устранения взаимосвязи между собственными частотами необходимо, чтобы жесткости как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях были одинаковыми. При этом все три собственные частоты становятся равными, следовательно, и частоты собственных колебаний вращения вокруг вертикальной оси становятся равными остальным. Таким образом достигают равенства всех шести частот собственных колебаний системы и совпадения центра жесткости виброизоляторов с центром масс электростанции. Но эти условия для исследуемой системы виброизоляции электростанции ДГ-1650 не обеспечены.

Оценка качества амортизации производится путем виброметрических измерений амортизируемого объекта и акустических испытаний. Механические вибрации амортизированных механизмов измеряются механическими виброметрами. Наибольшая амплитуда колебаний амортизированных механизмов не должна превышать 0,75 мм, а для отдельных механизмов ещё меньше (дизель – 0,45 мм, гребные электродвигатели – 0,25 мм и т.п.). Амортизация считается выполненной удовлетворительно, если перепад общего

уровня звуковых вибраций, получающийся как разность замеров двух вибраций – до амортизатора и после амортизатора – лежит не ниже: 15 дБ – для опорных амортизаторов всех механизмов; 10 дБ – для упорных амортизаторов; 8 дБ – для патрубков; 15 дБ – для муфт и т.д. [6].

С акустической точки зрения частоту свободных колебаний амортизированных механизмов выгодно понижать. Например, при частотах свободных колебаний 10 и даже 5 Гц изоляция колебаний в направлении, перпендикулярном плоскости основания, начинается с частот $\sqrt{2}(5 \div 10) = 7 \div 14$ Гц.

Заключение

1. При выполнении расчетов амортизации использованы не экспериментальные (у заказчика они отсутствовали), а теоретические параметры;

2. Недопустимые повреждения виброопор (рис. 2) W2-483(S)/284(S) при практической их реализации без представления причин повреждений, которые могли быть вызваны от их неравнонагруженности, нарушением инструкции по монтажу виброопор, неточностью центровки дизеля с генератором, недостаточной жесткостью несущей рамы и фундамента, применением жестких неопорных связей и (вставок в трубопроводы, сильфонных и других компенсаторов, подвесок трубопроводов), не соблюдением правил при транспортировке амортизированной электростанции ДГ-1650 в составе блок–контейнера и т.п.

3. Перед эксплуатацией вибрационные обследования не проводились.

Следовательно, несмотря на то, что в целом по расчетам применение в системе амортизации электростанции ДГ-1650 виброопор W2-483(S)/284(S) теоретически обеспечивает эффективность вибрационной защиты, для окончательной рекомендации по их применению предлагается:

1. Разобраться в выше представленных вопросах.

2. Выполнить расчеты амортизации нескольких вариантов с другими типами виброопор с последующим сравнительным анализом и предложением других вариантов по критериям вибрационной и экономической эффективности, надежности и срока службы.

3. При практической реализации выбранного варианта соблюдать все выше представленные требования и обязательное выполнение вибрационных обследований согласно требованиям существующих нормативно-технических документаций.

Список использованных источников

1. ОАО ХК «Коломенский завод». Каталог. Россия. 2001. 7 с.

2. Дизельные и газовые двигатели. Каталог. Редактор-составитель Сидоров А.А. ООО «ЦНИДИ», Санкт-Петербург, 2006 г., 183 с. (119-120).

3. Конкс Г.А., Лашко В А. Современные подходы к конструированию поршневых двигателей: Учеб. Пособие.-М: «МОРКНИГА», 2009.-388 с.

4. Виброизолятор W2-283(S)/284(S) Паспорт и инструкция по монтажу. Берлин. 04. 2016 г. 4 с.

5. Пружинные виброизоляторы с несущей способностью до 26 кН. Проспект фирмы «GERB». 2 с.

6. ГОСТ 31349-2007 (ИСО 8528-9: 1995). Электроагрегаты генераторные переменного тока с приводом от двигателя внутреннего сгорания. Измерение вибрации и оценка вибрационного состояния. 12 с.

7. Минасян М.А., Минасян А.М. Амортизация судовых дизельных энергетических установок: учебное пособие. СПбГМТУ. – СПб, 2017. – 360 с.

УДК 534.26$ 534.833
OECD 01.03.AA

Экспериментальное исследование волноводных изоляторов

Миронов М.А.[1,2*], Касимов Р.Ш.[2], Залуцкая Р.Р.[2]
[1]АО «Акустический институт им. акад. Н.Н. Андреева, г. Москва, Россия
[2]Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

Аннотация

Экспериментально исследованы макеты глушителей шума, состоящие из резонаторов Гельмгольца, настроенных на одинаковую частоту – волноводных изоляторов (ВИ). Подтверждена широкополосность ВИ – расширение полосы эффективного подавления шума в сторону частот выше резонансной частоты резонаторов.

Ключевые слова: глушитель, резонатор Гельмгольца, волноводный изолятор.

Experimental investigation of waveguide insulators

Mironov M.A.[1,2], Kasymov R.S.[2], Zalutskaya R.R.[2]*
[1]Andreyev Acoustics Institute, Moscow, Russia
[2]Moscow State Technical University named after Bauman, Moscow, Russia

Abstract

Models of noise silencers consisting of Helmholtz resonators tuned to the identical frequency – waveguide insulators (VI) - were experimentally studied. The broadband VI – expansion of the effective noise suppression band in the direction of frequencies above the resonant frequency of resonators is confirmed.

Key words: *muffler, Helmholtz resonator, waveguide insulator.*

Введение

Принцип волноводной изоляции, впервые предложенный в работах Тютекина, Исаковича [1,2], заключается в использовании цепочки одинаковых резонаторов Гельмгольца, расположенных на стенках одномодового волновода вдоль его оси. Как показано в [1,2], такая система имеет полосы запирания звука в существенно более широкой полосе, чем полоса одного резонатора Гельмгольца. Основная цель настоящего сообщения – экспериментальное подтверждение предложенного в [1,2] принципа действия волноводного изолятора (ВИ).

Модели и результаты измерений

Исследованы две модели ВИ. Далее они обозначаются ВИ1 и ВИ2.
ВИ1 показан на рисунке 1 (слева фото, справа эскиз с основными размерами в мм).

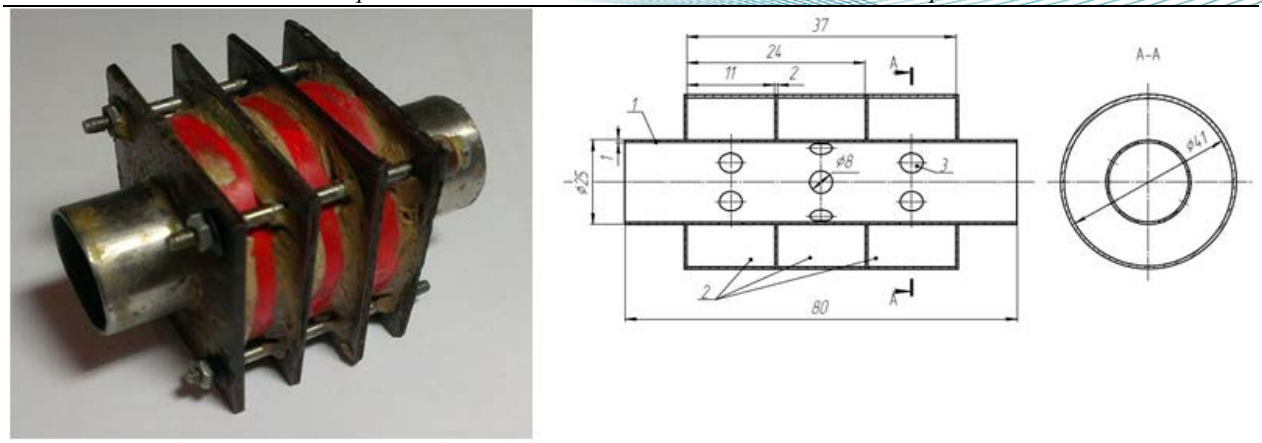


Рис.1. Модель ВИ1

Модель ВИ1 состоит из трех одинаковых резонаторов, настроенных на частоту 3600 Гц. Суммарная длина резонаторов 37 мм - примерно в 4 раза меньше длины звуковой волны на резонансной частоте (94 мм). Отношение внешнего диаметра резонаторов к диаметру трубы равно 1.64. Резонансная частота резонаторов, вычисленная по формуле $f_0 = \frac{c}{2\pi}\sqrt{S/(l \cdot V)}$, S - площадь всех отверстий резонатора; l - эффективная длина каждого отверстия; V - объем резонатора, равна $f_0 \sim 3600\ Гц$.

Экспериментальная установка для определения потери передачи ВИ1 показана на рис. 2. Сигнал ЛЧМ излучался динамиком 1 в трубку 2 и принимался микрофоном, расположенным на расстоянии 5 см от выходного отверстия трубки. Потеря передачи L(дБ) этого ВИ1 определялась как разность уровней прошедшего сигнала без ВИ1, размещенного на конце трубки и с ВИ1. На рис.3 кривой 1 показана экспериментальная частотная зависимость (ось абсцисс – частота в Гц, ось ординат – потеря передачи в дБ).

Рис.2. Экспериментальная установка. 1 – динамик, 2 – трубка, 3 – ВИ

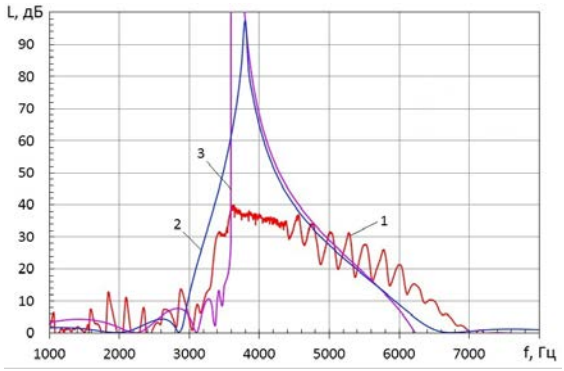


Рис.3. Потери передачи модели ВИ1

Проведено также численное и аналитическое моделирование. Результаты численного моделирования в пакете COMSOL представлены на рис.3 кривой 2, аналитические результаты по формулам работ [1-3] – кривой 3. Все три кривые дают

максимум в районе теоретической резонансной частоты резонаторов. Все кривые асимметричны относительно резонансной частоты, как это и предсказано в [1,2]. Осцилляции кривой 1 с периодом порядка 400 Гц вызваны резонансами трубки, соединяющей источник шума (динамик) и ВИ. Ограничение экспериментальной кривой 1 в диапазоне частот 3500 – 4400 Гц вызвано внешней шумовой помехой в лаборатории.

ВИ2 показан на рис.4. Слева – фото ВИ2, за макетом расположена контрольная трубка, справа – эскиз с основными размерами. ВИ2 состоит из двух наборов одинаковых резонаторов – низкочастотных и высокочастотных. Разбиение на два диапазона решает задачу расширения рабочего диапазона частот. Теоретические резонансная частота низкочастотного набора 220 Гц, высокочастотного набора – 600 Гц. Конструкция допускает перестройку резонаторов на более низкие частоты. Контрольная трубка и ВИ2 озвучивались ЛЧМ сигналом в полосе 100 Гц – 1000 Гц. Потери передачи определены как разность уровней на выходе контрольной трубки и на выходе ВИ.

Полученные результаты представлены на рис.5.

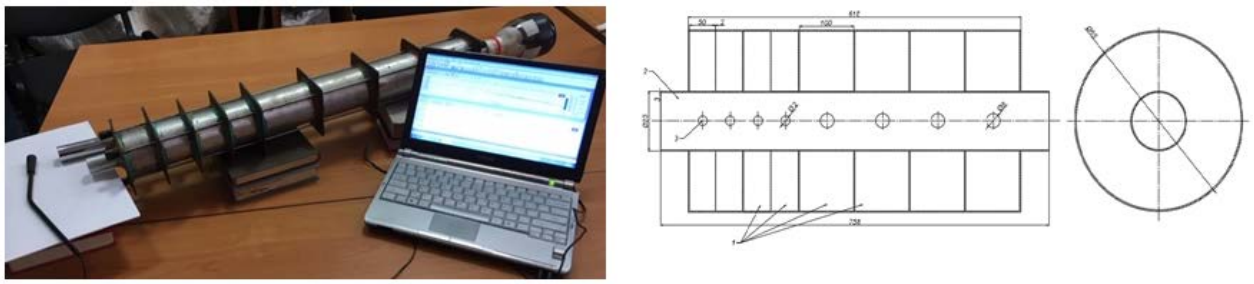


Рис.4. Модель ВИ2

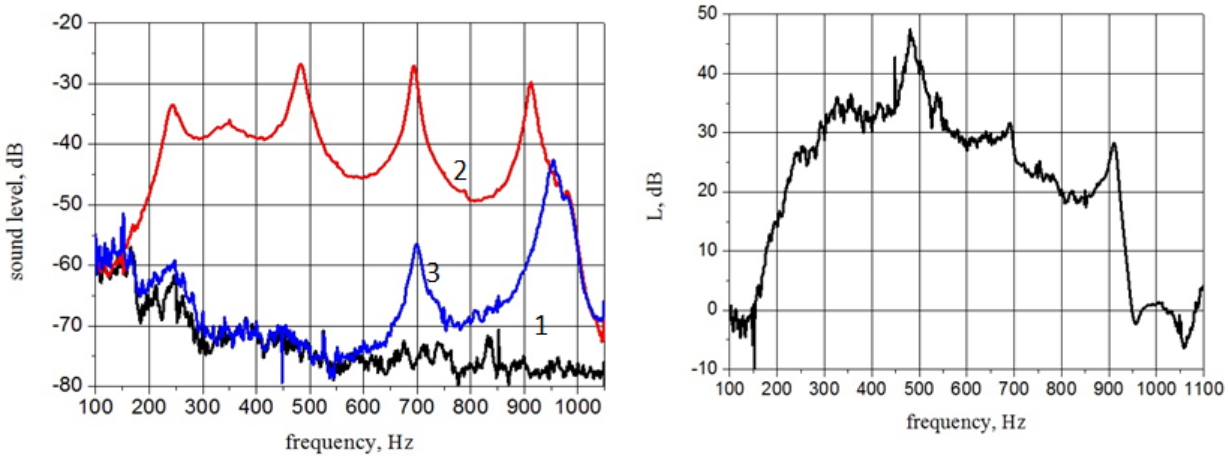


Рис.5. Слева - спектры сигналов, принятых микрофоном: 1 – фоновый спектр; 2 – спектр на выходе контрольной трубки; 3 – спектр на выходе ВИ2. Справа – потери передачи модели ВИ2

Пики кривой 2 (контрольная трубка) соответствуют резонансам контрольной трубки. Рабочий диапазон частот ВИ2 – 200 Гц – 800 Гц. В диапазоне частот 300 Гц – 600 Гц ВИ2 снижает звук до уровня помех (кривые 3 и 1 на рис.5).

Заключение

Проведенные экспериментальные исследования двух моделей волноводных изоляторов подтвердили главный результат теории волноводной изоляции [1,2]. Набор одинаковых резонаторов, установленных вдоль акустически узкого волновода является эффективным широкополосным глушителем звука с эффективностью в десятки дБ. В докладе будет продемонстрирован пример проектирования низкочастотного глушителя шума выпуска мощного автомобильного двигателя с использованием теории ВИ [1 - 3] и численного моделирования.

Список литературы

1. М.А. Исакович, В.И. Кашина, В.В. Тютекин. Применение систем резонаторов для звукоизоляции нормальной волны нулевого порядка в трубах и других длинных линиях // Морское приборостроение, серия Акустика. – 1972. - № 1. – С. 117-125.

2. Исакович М.А. Теория волноводной изоляции волн в длинных линиях // Всесоюзная конференция «Распространение и дифракция волн», Ереван. - 1973. - Т. 2, С. 145–151.

3. Лапин А.Д. Звукоизоляция в волноводах // Акустический журнал. – 1975. – Т. 21, №3. – С. 337-350.

УДК 613.644
OECD 01.03.AA

Обеспечение требований санитарных норм по шуму на рабочих местах правильным подбором средств индивидуальной защиты

Некрасов И.А.*, Абапольников Р.А.
ООО «Алгоритм-Акустика», г. Москва, Россия

Аннотация

На многих предприятиях проблема обеспечения требований санитарных норм по воздействию шума на рабочих местах стоит очень остро. Эта проблема усугубляется тем, что существующие методы борьбы с шумом, помимо серьезных инвестиций зачастую требуют и изменения сложившихся технологических подходов на производстве и могут быть реализованы только при общей реконструкции предприятия и остановке производства.

В этих условиях единственным средством, способным обеспечить требования санитарных норм на рабочих местах, остаются средства индивидуальной защиты (СИЗ) человека от повышенного воздействия шума. Но эффективность применения СИЗов очень сильно зависит от их правильного выбора.

Звукогасящие свойства наушников характеризуются общепринятыми параметрами (HML, SNR, снижение шума в 1/1 октавных полосах частот), получаемыми при их испытаниях в стандартных условиях. Однако, акустическая среда реального производства сильно отличается от стандартных условий при испытаниях.

Поэтому, чтобы обеспечить выполнение требований санитарных норм, эффективность применения СИЗов должна быть гарантирована объективным измерением непосредственно в самом ухе человека, защищенном наушниками, и в реальных условиях рабочего места.

В данной работе на примере реальных измерений с применением двухканального шумомера и микрофона типа MIRE показана технология гарантированного обеспечения требований санитарных норм путем правильного подбора средств индивидуальной защиты.

Ключевые слова: шум, рабочее место, измерения, эквивалентный уровень звука за 8-часовой рабочий день, микрофон MIRE, СИЗ органов слуха, наушники.

Ensuring the requirements of sanitary noise standards in the workplace proper selection of personal protective equipment

Nekrasov, I. A., Abapolnikov R. A.*
OOO "Algoritm-Akustika", Moscow, Russia

Abstract

In many enterprises, the problem of ensuring the requirements of sanitary standards for the effects of noise in the workplace is very acute. This problem is aggravated by the fact that the existing methods of noise control, in addition to serious investments, often require changes in the existing technological approaches in the production and can be implemented only with the overall reconstruction of the enterprise and the shutdown of production.

In these circumstances, the only means to ensure the requirements of sanitary standards in the workplace, remain personal protective equipment (PPE) person from the increased exposure to noise. But the effectiveness of the use of PPE very much depends on their correct choice.

The sound-attenuating properties of headphones are characterized by generally accepted parameters (HML, SNR, noise reduction in 1/1 octave frequency bands) obtained during their testing under standard conditions. However, the acoustic environment of real production is very different from the standard test conditions.

Therefore, in order to ensure compliance with the requirements of sanitary standards, the effectiveness of the use of PPE should be guaranteed by objective measurement directly in the ear of the person, protected by

* *Автор корреспондент: ni@algoritm.ru (Некрасов И.А.)*

headphones, and in the real workplace.

In this work on the example of real measurements with the use of a two-channel sound level meter and a microphone of type MIRE the technology of guaranteed provision of requirements of sanitary norms by the correct selection of means of individual protection is shown.

Key words: *noise, workplace, measurements, equivalent sound level for 8-hour working day, microphone MIRE, PPE hearing, headphones.*

Введение

Измерение шума на рабочем месте – неотъемлемая часть мероприятий для защиты здоровья органов слуха человека. Длительное воздействие производственного шума приводит к снижению остроты слуха и развитию тугоухости. В России профессиональная тугоухость занимает одно из первых мест среди профессиональных заболеваний. В связи с этим, борьба с шумом на производстве становится одной из основных задач, связанных с обеспечением требований санитарных норм. Однако, многие инженерные методы борьбы с шумом требуют существенных капитальных вложений.

Цель данной работы – продемонстрировать объективное обоснование применения относительно недорогих и доступных способов обеспечения требований санитарных норм на рабочих местах, а именно, применение средств индивидуальной защиты и, в частности, наушников.

1. Метод достижения цели

В качестве основного метода обеспечения правильного подбора и применения средств индивидуальной защиты от шума на рабочих местах применяется метод одновременного двухканального измерения акустического воздействия на работника. По одному каналу выполняется измерение шума с помощью незащищенного микрофона, расположенного в пределах 10 см от уха человека, по второму каналу выполняется измерение непосредственно в ухе человека, защищенного применяемыми наушниками. Подобные измерения могут быть выполнены в течение всей рабочей смены, что гарантирует объективность конечного результата, так как конечный результат будет содержать в себе всю информацию о выполняемых работником операций, включая шумные и тихие.

До недавнего времени подобные измерения были проблематичными, однако, с одной стороны, развитие электроники позволило создать портативные многоканальные шумомеры и миниатюрные микрофоны, способные разместиться в ухе человека. С другой стороны, принятие нормативно-методических документов утвердило требования к таким приборам и обосновало их применение при выполнении измерений [1], [2].

Для достижения поставленной цели использовался двухканальный шумомер SV102 (свидетельство государственной регистрации PL.C.36.002.A № 50387, номер в госреестре 53184-13) в комплекте со специальным микрофоном, предназначенным для измерения в ухе человека, типа MIRE (Microphone In Real Ear), и удовлетворяющим требованиям [2]. Используемое оборудование показано на рис. 1.

Рис. 1. Двухканальный шумомер SV 102 с обычным микрофоном и с микрофоном типа MIRE

При выполнении измерений микрофоны устанавливаются на человеке так, как показано на рис. 2.

Рис. 2. Расположение микрофона MIRE в ухе человека

2. Результаты измерений

В данной работе представлен подбор наушников для обеспечения требований санитарных норм на рабочем месте обрубщика в литейном цехе № 18 АО «ОДК-Пермские моторы» (г. Пермь).

Результаты измерений в виде временной истории, спектрограммы и таблицы расчета воздействия представлены на рис. 3, 4, 5.

Измерения выполнялись с 11.00 до 17.00 13 февраля 2019 года с применением персонального шумомера SV104. Данный прибор устанавливался на плече работника в 10 см от уха и находился с ним в течение всего рабочего дня, фиксируя шум от всех операций: как шумных, так и тихих. Рабочий день обрубщика закончился в 14.00, (после чего работник снял шумомер и оставил его в кабинете начальника цеха) и поэтому рассматривался только период с 11.00 до 14 часов, выделенный на графике истории измерения желтым цветом.

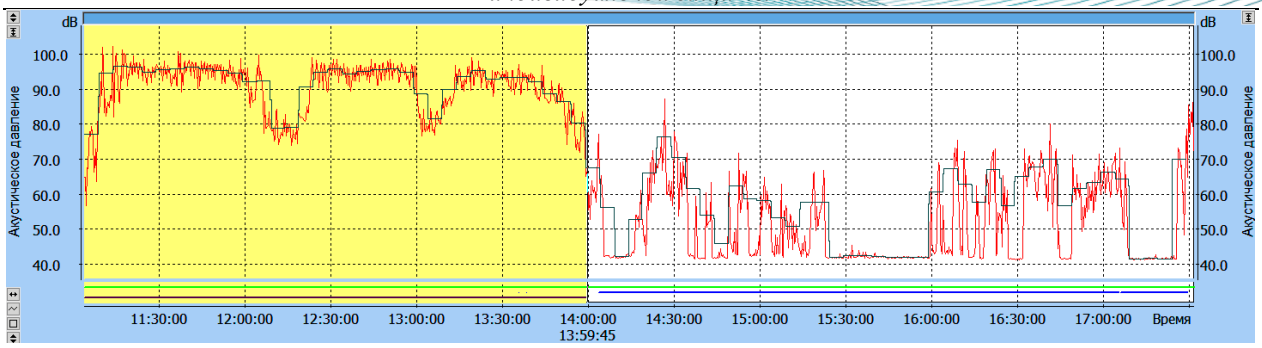


Рис. 3. История измерения шума на рабочем месте обрубщика

Эти же периоды трудовой активности хорошо просматриваются и на спектрограмме, когда работник выполняет рабочие операции.

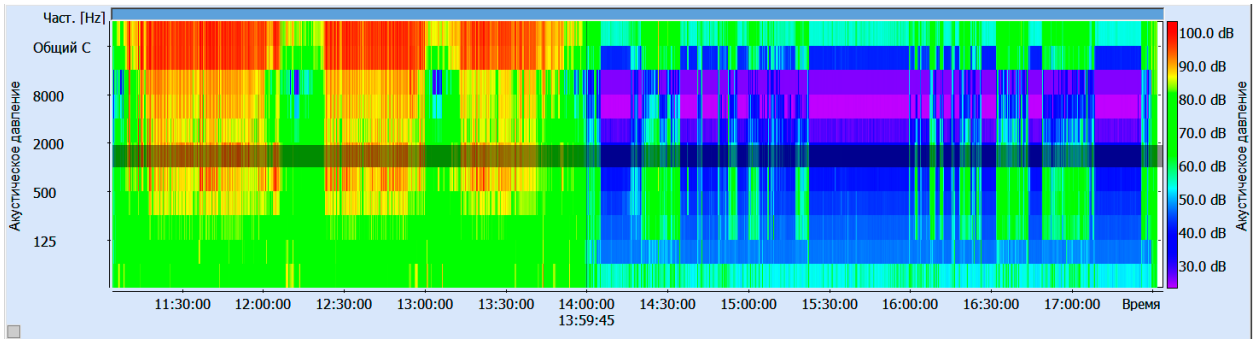


Рис. 4. Спектрограмма измерения шума на рабочем месте обрубщика

Результат вычисления сменного воздействия шума с результатом расширенной неопределенности представлен в таблице на рис. 5.

	$L_{p,A,eqTe}$	$L_{C,peak}$	$L_{EX,8h}$	c_1u_1	$U(L_{EX,8h})$
	Эквивалентный уровень звукового давления	Peak level	Дневной уровень шумового воздействия	Вклад в неопределенность выборки измерений	Расширенная неопределённость
Работник	dB	dB	dB	dB	dB
Бутолиг А.Ю.	93.7	135.3	93.7	1.6	4.0

Рис. 5. Результат вычисления сменного воздействия

Уровень шума на рабочем месте работника составляет почти 94 дБА, превышая норму более чем на 14 дБ.

Имея историю измерения и результаты спектрального анализа, можно выполнить первоначальный подбор наушников, используя их технические параметры, заявляемые производителями по результатам испытаний и сертификации СИЗов, а именно: SNR, HML, снижение шума в 1/1 октавных полосах частот [3].

Результаты подбора требуемого наушника для данного рабочего места по самому шумному периоду рабочей смены показаны на рис. 6, 7, 8.

Рис. 6. Выбор наушников по параметру SNR

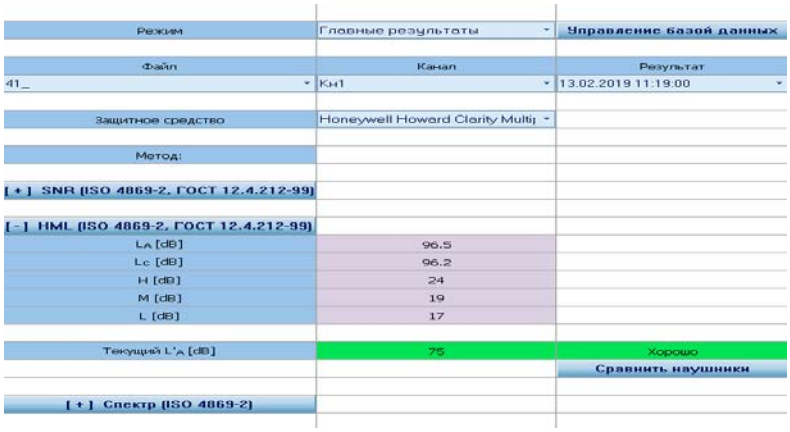


Рис. 7. Выбор наушников по параметру HML

Рис. 8. Выбор наушников по снижению шума в 1/1 октавных полосах частот

В результате этого подбора администрации предприятия было предложено оснастить данного работника наушниками Honeywell Howard Clarity Multiple. Данные наушники по результатам подбора обеспечивают хорошую защиту работника до уровней 74 – 75 дБА по всем трём параметрам.

Для того, чтобы гарантировать, что наушники обеспечивают данную защиту, необходимо выполнить объективные измерения непосредственно в ухе работника, защищенного этим типом наушников.

Такие измерения были выполнены с использованием двухканального шумомера SV 102. По одному каналу шумомера выполнялось измерение шума с помощью незащищенного микрофона, расположенного в пределах 10 см от уха человека, по второму каналу выполнялось измерение непосредственно в ухе человека, защищенном наушниками Honeywell Howard Clarity Multiple.

Результаты измерений в виде временной истории, спектрограммы и таблицы расчета воздействия представлены на рис. 9, 10, 11 и 12.

Измерения выполнялись с 10.30 до 17.00 14 февраля 2019 года с применением персонального шумомера SV 102. В течение рабочего дня обрубщик выполнял различные операции, при этом он периодически снимал и надевал наушники. При выполнении шумных операций он надевал наушники, и эти периоды рабочей смены выделены желтым цветом на рис.9. За эти периоды и выполнялась оценка эффективности применения наушников.

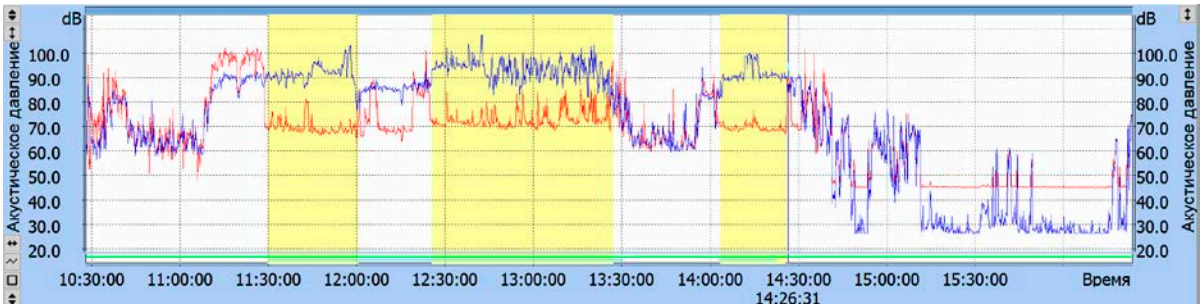


Рис. 9. Периоды рабочей смены, когда работник использовал наушники

На графике одновременно показаны истории измерения шума незащищенным микрофоном (кривая синего цвета) и микрофоном, установленным в ухе работника (кривая красного цвета).

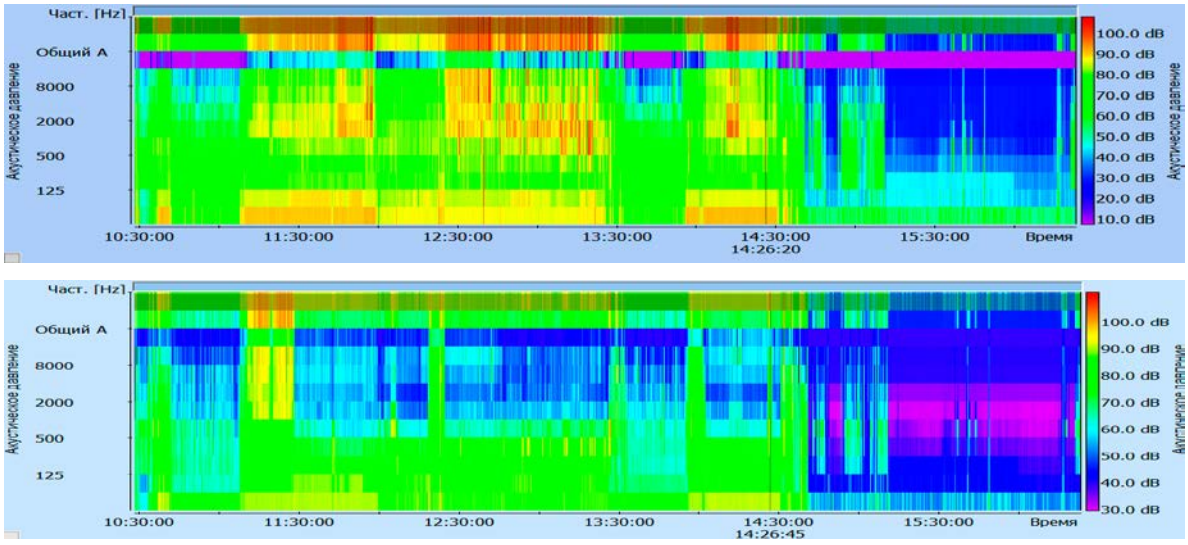


Рис. 10. Спектрограммы измерений по двум каналам

Истории измерений и спектрограммы показывают существенное снижение уровня шума под наушниками.

Результат вычисления сменного воздействия шума по данным незащищенного микрофона (рис. 11) коррелируется с предыдущими измерениями и значительно превышает санитарные нормы, составляя 94 дБА.

$L_{p,AeqTe}$	$L_{C,peak}$	$L_{EX,8h}$	c_1u_1	$U(L_{EX,8h})$
Эквивалентный уровень звукового давления	Peak level	Дневной уровень шумового воздействия	Вклад в неопределенность выборки измерений	Расширенная неопределённость
dB	dB	dB	dB	dB
94.0	136.5	94.0	1.2	3.5

Рис. 11. Результат вычисления сменного воздействия по данным незащищенного микрофона

Результат вычисления сменного воздействия шума по данным микрофона, расположенного под наушниками (рис. 10), составляет 80 дБА, что соответствует требованиям санитарных норм.

$L_{p,AeqTe}$	$L_{C,peak}$	$L_{EX,8h}$	c_1u_1	$U(L_{EX,8h})$
Эквивалентный уровень звукового давления	Peak level	Дневной уровень шумового воздействия	Вклад в неопределенность выборки измерений	Расширенная неопределённость
dB	dB	dB	dB	dB
79.8	139.3	79.8	1.9	4.3

Рис. 12. Результат вычисления сменного воздействия по данным микрофона, расположенного под наушниками

Таким образом, продемонстрировано объективное обоснование применения средств индивидуальной защиты для снижения шумового воздействия. Применение рабочим данного типа наушников при выполнении шумных операций гарантирует выполнение требований санитарных норм на его рабочем месте.

Заключение

Ввод в действие стандартов ГОСТ ИСО 9612-2016 «Акустика. Измерение шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах» и ГОСТ Р ИСО 11904-1-2017 «Акустика. Определение излучения близко расположенных к уху источников звука. Часть 1. Метод с использованием микрофона внутри уха», а также появление портативных персональных шумомеров и микрофонов типа MIRE, позволяет обеспечивать требования санитарных норм на рабочих местах с шумным оборудованием путем правильного подбора средств индивидуальной защиты и последующего контроля правильности их применения. Это позволяет быстро и недорого защитить работника от вредного воздействия шума, не дожидаясь изменения технологического процесса производства и реконструкции предприятия, связанных, как правило, с существенными материальными и финансовыми затратами.

Безусловно, данный метод не является панацеей и должен рассматриваться в комплексе всех мер, связанных с борьбой с шумом на производстве.

Список литературы

1. ГОСТ ИСО 9612-2016 «Акустика. Измерение шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах», Стандартинформ, 2016.

2. ГОСТ Р ИСО 11904-1-2017 «Акустика. Определение излучения близко расположенных к уху источников звука. Часть 1. Метод с использованием микрофона внутри уха», Стандартинформ, 2017.

3. ГОСТ Р 12.4.212-99 (ИСО 4869-2-94) «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Средства индивидуальной защиты органа слуха. Противошумы. Оценка результирующего значения А-корректированных уровней звукового давления при использовании средств индивидуальной защиты от шума», ИПК Издательство стандартов, 2000.

УДК 62-9
OECD 02.03 IU

К вопросу об удаленной аттестации современных электродинамических вибростендов

Николаев Е.С.[1*], Язев А.В.[2*]
[1]Начальник лаборатории 1012, Федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский научно-исследовательский институт физико-технических и радиотехнических измерений», Московская обл., п. Менделеево, Россия
[2]Инженер 2 категории, Федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский научно-исследовательский институт физико-технических и радиотехнических измерений», Московская обл., п. Менделеево, Россия

Аннотация

Любой вибростенд при вводе в эксплуатацию на предприятии подвергают аттестации в соответствии с требованиями действующего законодательства.

Однако в настоящее время есть предпосылки для минимизации вышеуказанных издержек.

Среди таких предпосылок можно отметить использование следующих информационных технологий:

- средства управления и измерений вибростенда, позволяющие осуществлять программное автоматизированное управление;
- средства вычислительной техники в составе стенда, имеющие возможность выхода в интернет;
- сеть-интернет, охватывающая большую часть территории Российской Федерации.

В данной статье будет рассмотрен способ дистанционной аттестации электродинамических вибростендов, позволяющий проводить задание и исследование характеристик вибростендов без выезда на территорию предприятий-заказчиков, с использованием специализированного программного обеспечения для удаленного управления персональным компьютером (ПК), а также поверенных систем управления (СУ), задания и контроля параметров испытательных режимов, имеющихся на предприятии.

Ключевые слова: аттестация, электродинамический вибростенд, система управления, интернет.

On the issue of remote certification of modern electrodynamic vibration stands

Nikolaev E.S.[1], Iazev A.V.[2]*
[1] Head of laboratory 1012, FSUE «VNIIFTRI», r. Moscow, v. Mendeleevo, Russia
[2] Engineer 2nd category, FSUE «VNIIFTRI», r. Moscow, v. Mendeleevo, Russia

Abstract

Any vibration stand when commissioning at the enterprise is subjected to certification in accordance with the requirements of current legislation.

However, at present there are prerequisites to minimize the above costs.

Among these assumptions one can note the following:

- means of control and measurement of the vibration stand, allowing to carry out the program automated control;
- computer facilities as part of the stand, which have the ability to access the Internet;
- network-Internet, covering a large part of the territory of the Russian Federation.

In this article will be considered the method of distant certification of electrodynamic vibration stand allowing to carry out the settings and a research of vibration stand characteristics without arrival on the territory of the enterprises customers, using specialized software for remote control of the personal computer (PC) and also verified control systems (CS), the job and monitoring of parameters of the test modes which are available at the enterprise.

Key words: *certification, electrodynamic shakers, control system, internet.*

Введение

В настоящее время на производственных предприятиях для проведения испытаний продукции все чаще используются электродинамические вибростенды с поверенными системами управления, позволяющими задавать и контролировать параметры испытательных режимов. Любой вибростенд при вводе в эксплуатацию на предприятии подвергают аттестации в соответствии с требованиями действующего законодательства.

Современные вибростенды включают в свой состав средства измерений, удовлетворяющие требованиям нормативной документации по аттестации испытательного оборудования. Предприятия располагают специалистами-испытателями, которые обладают квалификацией по управлению вибростендами в процессе их работы, но, зачастую, не обладают компетенциями по проведению аттестации вибростендов. В связи с этим в таких случаях возникает необходимость в привлечении специалистов по аттестации испытательного оборудования сторонних экспертных организаций (сторонних организаций).

Выезд специалиста сторонней организации требует больших денежных и временных затрат, к тому же сотрудникам предприятия-заказчика необходимо решать множество организационных вопросов, связанных с нахождением специалистов сторонних организаций и их оборудования на территорию предприятия-заказчика.

Однако в настоящее время есть предпосылки для минимизации вышеуказанных издержек.

Среди таких предпосылок можно отметить использование следующих информационных технологий:

- средства управления и измерений вибростенда, позволяющие осуществлять программное автоматизированное управление;
- средства вычислительной техники в составе стенда, имеющие возможность выхода в интернет;
- сеть-интернет, охватывающая большую часть территории Российской Федерации.

В связи с этим для проведения аттестации современных вибростендов могут быть использованы иные, более современные методы аттестации.

В данной статье будет рассмотрен способ дистанционной аттестации электродинамических вибростендов, позволяющий проводить задание и исследование характеристик вибростендов без выезда на территорию предприятий-заказчиков, с использованием специализированного программного обеспечения для удаленного управления персональным компьютером (ПК), а также поверенных систем управления (СУ), задания и контроля параметров испытательных режимов, имеющихся на предприятии.

1. Анализ существующих путей и способов дистанционной калибровки, поверки

Для определения возможности проведения дистанционной аттестации были рассмотрены уже исследованные методы дистанционной калибровки, изложенные в различных источниках.

Анализ способа дистанционной калибровки средств измерений (СИ), изложенный в статье «Организация дистанционной калибровки средств измерений электрических величин» [1], показал, что для дистанционной калибровки СИ использовались специализированное программное обеспечение, канал связи через интернет и средства

калибровки. Указанные компоненты, теоретически, можно применить при дистанционной аттестации, заменив средства калибровки на системы управления и измерений параметров вибрации и на объекты аттестации – электродинамические вибростенды. Данный способ будет рассмотрен в настоящей статье.

Используя информацию с портала [2], было определено, что для удаленного управления ПК, которое требуется для проведения дистанционной аттестации, необходимо использовать средства удаленного доступа. Рассмотрим три варианта программ, позволяющих удаленно управлять ПК: Windows Remote Desktop Connection, Remote Administrator (Radmin), TeamViewer. Учитывай опыт проведения аттестации вибростендов на территории заказчиков, понятно, что для выполнения процедуры исследований дистанционно требуется построить схему из трех ПК: первый ПК является управляющим сервером и находится на территории сторонней организации, чьи специалисты проводят аттестацию; второй и третий ПК расположены на территории предприятия-заказчика (клиент), к которым подключены задающая и контролирующая системы управления соответственно. Очевидно, что для обеспечения функционирования компонентов данной схемы требуется подключение к сети интернет.

Применение Windows Remote Desktop Connection возможно, но является нецелесообразным в связи с необходимостью самостоятельной настройки клиентом подключения второго и третьего ПК и передачи данных специалистам сторонней организации для подключения сервера к клиенту. Выполнение данных операций подразумевает привлечение сотрудников предприятия-заказчика, что усложняет задачу, поскольку в работе с вибростендами не учувствуют IT специалисты.

С настройкой подключения с помощью Remote Administrator (Radmin) также имеются свои трудности ввиду необходимости изменения стандартных настроек брандмауэра операционной системы Windows в связи с применением нестандартного порта подключения (порт 4899), что опять же требует участия IT специалистов.

С созданием подключения с помощью программы TeamViewer в отличие от вышеуказанных программ проблем не возникает. Программа автоматически создает защищенную виртуальную сеть, не требующую настройки подключения.

На основании вышесказанного для разработки подхода дистанционной аттестации будет применена программа TeamViewer.

2. Разработка способа дистанционной аттестации с применением программы TeamViewer

В рамках проведения дистанционной аттестации специалисты сторонней организации должны определить основные технические характеристики вибростендов, используя существующие методики, для этого им необходимо полностью осуществлять процесс управления заданием и измерением характеристик вибростенда, чтобы гарантировать объективность полученных результатов аттестации.

С целью осуществления процесса удаленного управления исследованиями специалисты в рамках подготовки к аттестации должны использовать разработанную схему, указанную на рисунке 1.

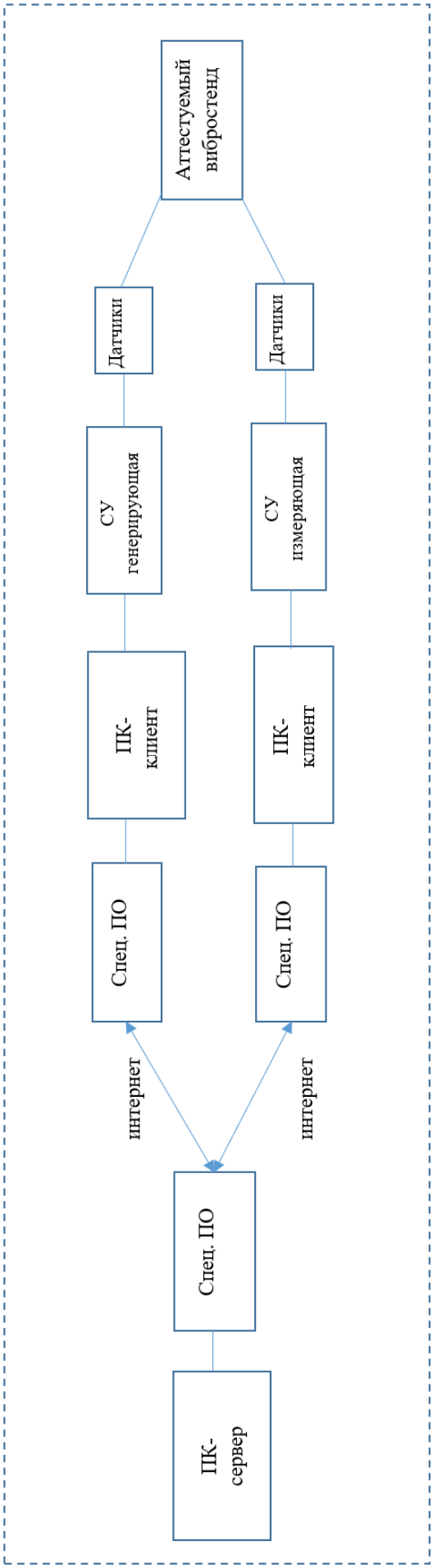


Рис. 1. Схема удаленного управления исследованиями в рамках дистанционной аттестации вибростенда

Данная схема состоит из следующих компонентов:

1) ПК-сервер с настроенным выходом в интернет и установленным специализированным программным обеспечением (ПО), позволяющим осуществлять удаленный доступ к территориально удаленным ПК-клиентам.

2) ПК-клиент с генерирующей СУ и установленным специализированным ПО, позволяющим управлять данным ПК и генерирующей СУ с ПК-сервера, через сеть интернет.

3) ПК-клиент с измеряющей СУ и установленным специализированным ПО, позволяющим управлять данным ПК и измеряющей СУ с ПК-сервера, через сеть интернет.

4) Датчики, подключенные к генерирующей и измеряющей СУ.

5) Аттестуемый вибростенд, на котором закреплены датчики, подключенные к генерирующей и измеряющей СУ.

3. Проведение исследований с использованием ПЭВМ и испытательной базы (электродинамического вибростенда)

С целью проведения исследований, подтверждающих возможность применения способа дистанционной аттестации вибростенда с применением схемы, указанной на рисунке 1, специалисты ФГУП «ВНИИФТРИ» использовали следующее оборудование:

- ПК-сервер;
- ПК-клиенты в количестве 2-х штук;
- USB - носители в количестве 2-х штук;
- в качестве контролирующей СУ выбрана система управления виброиспытаниями ВС-207.4 с трехкомпонентным акселерометром серии 4300;
- средства связи (гарнитура, web-камера) для обеспечения голосовой передачи информации и проведения видеоконференции при испытаниях;
- испытательная база подразделения (НИЦ) ФГУП «ВНИИФТРИ», состоящая из электродинамического вибростенда Sonic Dynamics и задающей системы управления виброиспытаниями ВС-207.4 с однокомпонентным акселерометром серии АР.

На ПК-сервер устанавливается бесплатная версия программы TeamViewer и программа Open Broadcaster Software Studio (OBS) для видео-захвата изображения с экрана ПК-сервера. Также бесплатная версия программы TeamViewer устанавливается на USB – носители, они в свою очередь подключаются к ПК-клиентам и вместе с контролирующей СУ и средствами связи передаются в НИЦ.

На всех ПК запускается программа TeamViewer и осуществляется соединение сервера с клиентами путем введения ID и паролей клиентов на сервере, затем на стороне сервера запускается OBS. Специалистом, находящемся в испытательном центре, осуществляется подготовка к проведению исследований параметров вибростенда: на столе вибростенда закрепляются оба акселерометра, далее они подключаются через коаксиальный кабель к задающей и измеряющей СУ, при этом учитывается, что трехкомпонентный акселерометр подключается к измеряющей СУ с целью соблюдения требований действующих методик, затем СУ подключаются к ПК-клиентам по интерфейсу RJ-45 (рисунок 2). Весь процесс подготовки к проведению исследований контролируется специалистом, находящемся за ПК-сервером в режиме видеоконференции.

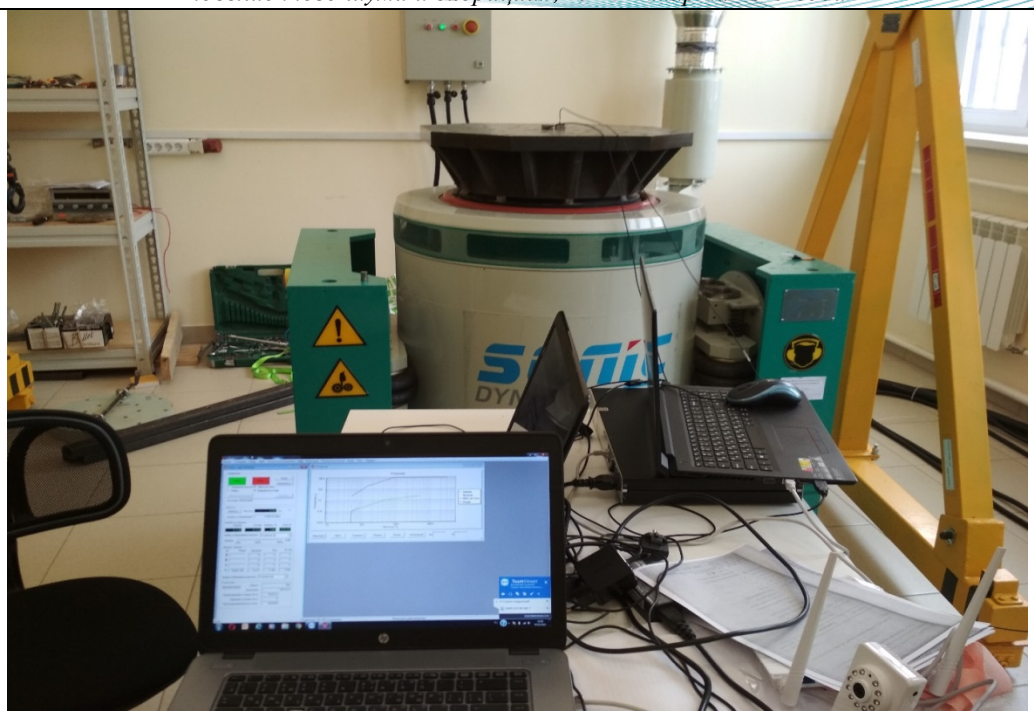


Рис. 2. Рабочее место специалиста за ПК-клиентами

По окончании аппаратного подключения оборудования специалист, находящийся за ПК-сервером, осуществляет настройку программного подключения ПК-клиентов к обеим системам управления виброиспытаниями ВС-207.4, используя информацию о IP-адресах ВС-207.4, переданную специалистом за ПК-клиентами. После ввода IP-адресов специалистом за ПК-сервером осуществляется запуск программного обеспечения для проведения виброиспытаний, проверяется правильность подключения ВС-207.4 к ПК-клиентам.

Если подключение настроено верно, программы запустятся без ошибок. Далее в программах происходит настройка характеристик испытательных режимов и измерительных операций с внесением данных о чувствительности датчиков и о параметрах вибростенда, переданных специалистом за ПК-клиентами.

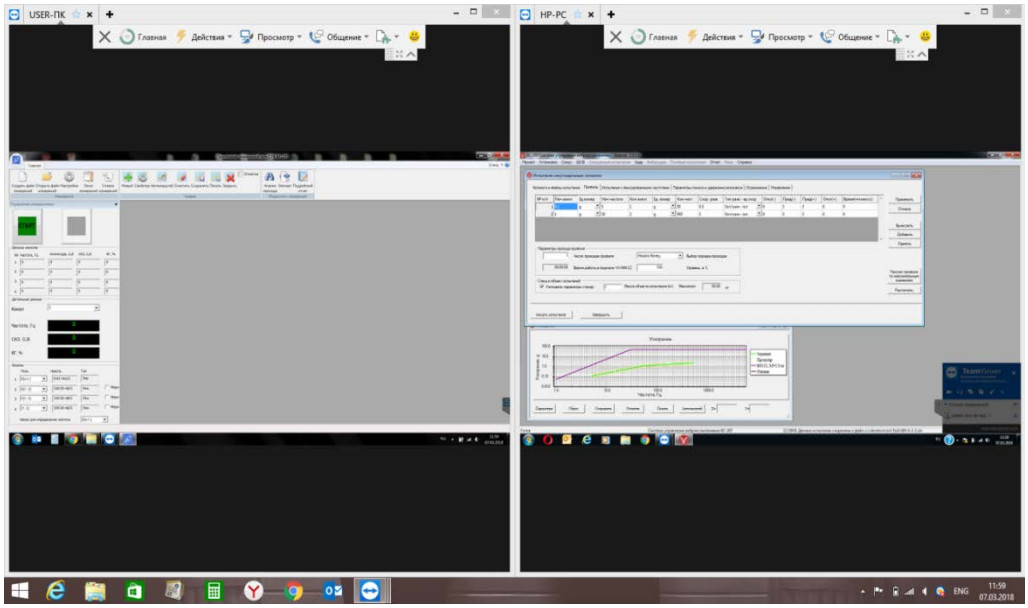


Рис. 3. Изображение с экрана ПК-сервера в момент задания настроек

На рисунке 3 представлен скриншот с экрана ПК-сервера, где в правой части экрана отображен ПК-клиент с генерирующей СУ в момент задания характеристик испытательного режима, а в левой части экрана – ПК-клиент с измеряющей СУ в момент проверки подключения и подтверждения наличия связи с измеряющей СУ.

После внесения всех необходимых настроек специалист за ПК-клиентом осуществляет включение систем питания, воздушного охлаждения и усилителя. Затем специалист за ПК-сервером нажатием кнопки «СТАРТ» в интерфейсе программ генерирующей и измеряющей СУ запускает процесс исследований характеристик вибростенда.

Параллельно воспроизведению заданного испытательного режима осуществляется измерение характеристик вибростенда с помощью трехкомпонентного акселерометра и СУ измеряющей. Результаты измерений отображаются на экране ПК-сервера.

На рисунке 4 представлен скриншот с экрана ПК-сервера, где в правой части экрана отображен график заданного испытательного режима, одновременно с этим в левой части экрана можно наблюдать график, построенный на основании полученных результатов измерений, что позволяет сделать вывод о результатах проведенных исследований. В последующем для оформлений результатов исследований необходимо экспортировать из программы, измеряющей СУ матричные данные полученных результатов измерений.

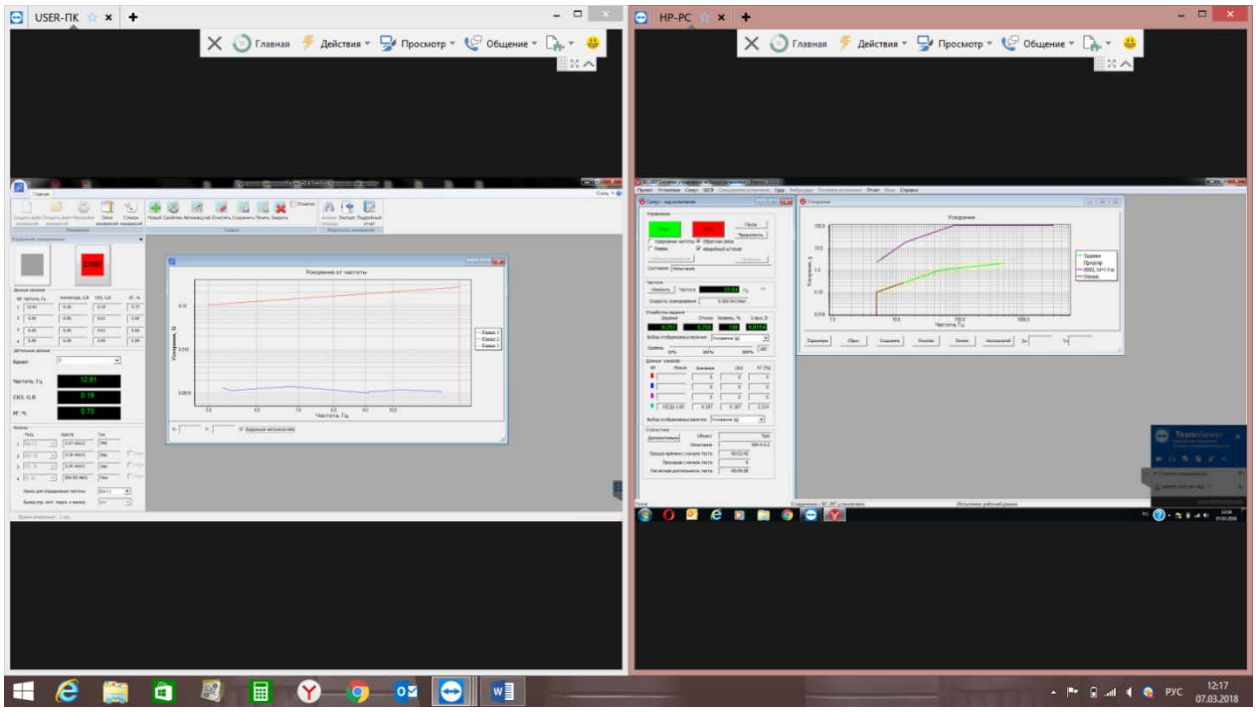


Рис. 4. Изображение с экрана ПК-сервера в момент проведения исследований

По окончании проведения исследований системы вибростенда выключаются, программы закрываются и отключается связь между ПК-сервером и ПК-клиентами.

Таким образом можно сделать вывод, что способ, рассмотренный в данной статье, возможно применить на практике при проведении аттестации вибростендов, принадлежащих предприятиям-заказчикам.

В ходе проведения исследований были отмечены следующие достоинства и недостатки применения способа дистанционной аттестации вибростендов.

Достоинства:

1. Полноценное управление специалистами сторонней организации заданием и измерением основных характеристик вибростенда с защитой от взлома и изменений данных процесса – гарантия объективности результатов исследований в ходе аттестации.

2. Отсутствует необходимость выезда в командировку на территорию предприятия-заказчика, что сокращает финансовые затраты.

3. У сотрудников предприятия-заказчика отсутствует необходимость затрат временных ресурсов на подготовку и оформление документов, требуемых для прохождения специалистом сторонней организации пропускного контроля, вноса и выноса оборудования, используемого при аттестации вибростенда, а также сопровождения специалиста сторонней организации на территории режимного предприятия.

4. Наличие в арсенале у специалистов сторонней организации большого количества персональных компьютеров, а также применение многопользовательской лицензии программы TeamViewer, позволяют проводить исследования характеристик нескольких вибростендов одновременно с учетом выполнения большого количества длительных операций аттестации.

5. У сторонней организации появляется возможность экономить денежные средства на закупке средств измерений, применяемых при аттестации вибростендов, и их поверке.

6. Проанализировав ход проведения исследований на базе НИЦ ФГУП «ВНИИФТРИ», можно сделать вывод о том, что требования документов действующей нормативной базы будут выполнены без нарушений. Положения существующих методик аттестации вибростендов могут быть соблюдены благодаря современным СУ и СИ из состава вибростендов. Выполнить процедуру аттестации вибростенда согласно действующей нормативной документации по организации и порядку проведения аттестации вполне возможно, собрав всех участников комиссии, назначенной руководителем предприятия-заказчика для проведения аттестации вибростенда. Стоит отметить, что, используя функции аудио- и видеосвязи, доступно проведение совещания в рабочем порядке между участниками комиссии, также существует возможность специалисту сторонней организации из состава комиссии дать разъяснения другим участникам по результатам проведенных исследований характеристик вибростенда.

Недостатки:

1. Необходимость использования сети – интернет ограничивает применение данного способа при работе с предприятиями, испытательные подразделения которых находятся вне зоны действия сети – интернет или имеют ограничения по использованию сети-интернет.

2. Техническая оснащенность большинства предприятий не позволяет применять способ дистанционной аттестации, так как при проведении испытаний продукции используются устаревшие модели механических вибростендов, в составе которых отсутствуют СУ и СИ, имеющие возможность подключения к сети – интернет.

3. Следует обратить внимание на тот факт, что данный способ проблематично применить, если сторонняя организация и предприятие-заказчик территориально находятся в разных концах страны. Вследствие большой разницы во времени (например, между Москвой и Владивостоком) сотрудникам обеих Сторон с целью оперативного выполнения поставленных задач аттестации придется использовать время вне рабочего графика, что невыгодно по различным причинам. Или же другой вариант – процедуру аттестации разделят на множество мелких операций, выполняемых на стыке часов рабочего дня в одном и другом регионах страны, при этом аттестация растянется на одну рабочую неделю, а может и больше. К тому же, без опробования невозможно оценить, возникнут ли по причине преодоления больших расстояний задержки при передаче аудио- и видеосигналов и окажут они негативный эффект на взаимодействии сотрудников, представляющих обе Стороны, при проведении аттестации или нет.

Указанные выше недостатки могут вызвать проблемы при применении способа дистанционной аттестации на практике, то есть при аттестации вибростендов, принадлежащих предприятию-заказчику.

Рассмотрев первый недостаток, однозначно можно сказать, что для начала разработанный способ дистанционный аттестации стоит внедрить при проведении аттестации вибростендов, принадлежащих организациям, проводящим испытания продукции общепромышленного назначения. В таких организациях, как правило, все рабочие места имеют подключение к сети – интернет.

По второму недостатку очевидно, что предприятиям необходимо постепенно оснащать испытательную базу современной техникой с применением новых технологий. Со временем влияние этого недостатка будет уменьшаться.

Учитывая третий недостаток применения данного способа, рекомендуется отработать технику процесса дистанционной аттестации на практике при выполнении работ по периодической аттестации вибростендов, поскольку и методическая часть, и требования действующих нормативных документов к порядку проведения периодической аттестации, гораздо меньше по объему. Этот факт существенно снизит затраты времени, даже если между сторонней организацией и предприятием-заказчиком большая разница во времени.

В заключение стоит отметить, что сторонней организации потребуется провести отбор специалистов из персонала организации, обладающих определенными навыками и знаниями в данной области работ. Применение данного способа дистанционной аттестации на практике потребует изучения специалистами функций и свойств различного программного обеспечения измерительных и управляющих систем, которых в настоящее время большое разнообразие на рынке.

Список используемой литературы

1. Известия Томского политехнического университета. 2014 Т. 324. № 5. Организация дистанционной калибровки средств измерений электрических параметров. Величко О.Н.

2. https://habr.com/company/ultravds/blog/306486/

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 534.6.08
OECD 01.03.AA

Исследование эффективности некоторых методов определения азимутального модального состава шума по измерениям на полномасштабной модели воздухозаборника авиационного двигателя

Пальчиковский В.В.[1*], Берсенев Ю.В.[2], Корин И.А.[3]
[1]Младший научный сотрудник Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия
[2]Ведущий инженер Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия
[3] Младший научный сотрудник Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия

Аннотация

Рассматривается извлечение азимутальных мод шума в цилиндрическом канале на основе результатов экспериментальных исследований на установке диаметром 1.8 м, что соответствует каналам воздухозаборных устройств реальных авиационных двигателей. Эксперименты проводились в акустической заглушенной камере ПНИПУ. Вращающиеся моды генерировались круговым массивом из 40 динамиков. Шум в канале записывался круговым массивом из 100 микрофонов, положение которых оптимизировано по максимальному динамическому диапазону. Сопоставлялись следующие методы определения азимутального модального состава шума: метод модальной декомпозиции; метод взаимных корреляций с базовым сигналом; метод наименьших квадратов. Кратко приведены математические основы, достоинства и недостатки указанных методов. По результатам восстановления азимутального модального состава установлено, что лучшее согласование между номерами генерируемых и извлеченных мод и распределением расчетных и экспериментальных значений акустических давлений на микрофонах обеспечивает метод наименьших квадратов.

Ключевые слова: шум вентилятора, измерения шума в цилиндрическом канале, модальный анализ, азимутальные звуковые моды.

Research of the efficiency of some methods for determining the azimuthal structure of noise in cylindrical duct

Palchikovskiy V.V.[1], Bersenev Yu.V.[2], Korin I.A.[3]*
[1]Junior researcher, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia
[2]Lead Engineer, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia
[3]Junior researcher, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia

Abstract

The determination of azimuthal sound modes propagating in a cylindrical duct is considered based on the results of noise measurements on experimental setup with a duct diameter of 1.8 m, which corresponds to the air intake of aircraft engine. The experiments were carried out in PNRPU anechoic chamber. Spinning modes were generated by a circular array of 40 acoustic drivers. Noise in duct was recorded with circular array of 100 microphones with optimized arrangement to reach maximum dynamic range. The following methods for determining the azimuthal structure of noise were compared: modal decomposition method, cross-correlation with a reference channel method; least-squares method. According to the results of the azimuthal structure extraction, it was found that the least-squares method provides the best agreement between the generated and extracted modes and the distribution of the computed and experimental values of acoustic pressures on microphone array.

Key words: *fan noise, noise measurements in cylindrical duct, modal analysis, azimuthal sound modes.*

Введение

Шум самолета оказывает сильное негативное влияние на окружающую среду и население, поэтому удовлетворение самолетом современным и перспективным международным нормам по шуму на местности является одним из ключевых вопросов в оценке его конкурентоспособности. Ранжирование источников шума современного самолета показывает, что на режиме взлета и посадки значительный вклад в общий уровень шума самолета вносит вентилятор авиационного двигателя (АД) [1, 2]. Для снижения этого шума каналы АД облицовывают резонансными звукопоглощающими конструкциями (ЗПК), основной характеристикой которых является акустический импеданс.

Эффективность воздействия импеданса на снижение шума зависит от модального состава звукового поля, распространяющегося в канале, поэтому спроектированная ЗПК должна иметь импеданс, наилучшим образом настроенный на гашение реального модального состава звука, генерируемого вентилятором АД. Модальный состав можно определить экспериментально, а эффективный импеданс для его гашения можно подобрать на основе численного моделирования [3]. Поскольку генерируемый вентилятором шум весьма сложен по составу, методы извлечения мод предварительно отрабатываются на экспериментальных установках, способных точно генерировать моды с необходимыми номерами и их комбинации, например, как это было сделано в работах [4, 5]. При этом для сохранения набора мод, способных распространятся в канале воздухозаборника, диаметр канала экспериментальной установки должен соответствовать размерам реального воздухозаборника авиационного двигателя. Полученные при измерениях данные об акустическом давлении в канале установки обрабатываются по специальным процедурам, в результате чего находятся амплитудные коэффициенты каждой моды.

В работе рассмотрены методы идентификации азимутального модального состава вращающегося звукового поля в цилиндрическом канале диаметров 1.8 м, что соответствует каналам воздухозаборных устройств реальных авиационных двигателей. Для отработки методики измерений и исследования эффективности методов извлечения модального состава использовалась экспериментальная установка, представляющая собой генератор вращающихся мод, проектировочные расчеты которого представлены в работах [6, 7], к которому присоединена модель полномасштабного воздухозаборника, представляющая собой цилиндрический канал с жесткими стенками и короткой лемнискатой, необходимой для лучшего соответствия условиям излучения вращающихся мод из канала реального воздухозаборника.

1. Некоторые методы идентификации звуковых мод в канале

В основе любого метода извлечения мод обязательно лежит какя-либо математическая модель распространения звука в канале. Наиболее часто применяемый подход основан на решении волнового уравнения в виде разложения по собственным колебаниям – модам. Для цилиндрического канала при отсутствии потока это решение имеет вид:

$$p(r,\theta,z,t)=\sum_{m=-M}^{M}\sum_{n=0}^{N}\left(A_{mn}^{+}e^{ik_z^{+}z}+A_{mn}^{-}e^{ik_z^{-}z}\right)J_m(k_r r)e^{im\theta}e^{-i\omega t}, \qquad (1)$$

где M, N – число распространяющихся азимутальных и радиальных мод; m, n – номер азимутальной и радиальной моды; A_{mn}^{+}, A_{mn}^{-} – комплексные амплитудные коэффициенты

падающей и отраженной моды с номером (m, n); J_{mn} – функция Бесселя 1-го рода порядка m; $k_r = \mu_{mn} / R$ – радиальное волновое число; R – радиус цилиндрического канала; μ_{mn} – n-ый корень характеристического уравнения $J_{mn}(x)/dx = 0$; i – мнимая единица; $k_z^{\pm} = \pm\sqrt{k^2 - k_r^2}$ – осевое волновое число; $k = \omega / c$ – пространственное волновое число; ω – круговая частота. Значения акустических давлений $p(r,\theta,z,t)$ берутся из измерений в экспериментальной установке. В результате на основе выражения (1) можно сформировать систему линейных уравнений, из решения которой находятся неизвестные коэффициенты A_{mn}^{+}, A_{mn}^{-}. Далее будем обозначать данный подход ММД – метод модальной декомпозиции. Одним из недостатков ММД является то, что матрица системы уравнений может быть плохообусловленной. Причины этого рассмотрены в работе [8].

При извлечении только азимутальных компонент модального состава формула (1) может быть переписана как:

$$p(\theta,t) = \sum_{m=-M}^{M} C_m e^{im\theta} e^{-i\omega t}, \qquad (2)$$

где C_m – искомый амплитудный коэффициент азимутальной моды, в который уже включена функция Бесселя J_{m0} (в проведенных исследованиях радиальные моды не учитывались, поэтому n=0). В связи с указанным недостатком ММД для определения коэффициентов C_m можно применить ряд других методов. Так в работе [9] рассмотрена реализация следующих методов извлечения азимутального модального состава шума: обычное среднеквадратичное усреднение; удаление диагональных элементов; взаимная корреляция с опорным сигналом; метод главных компонент. Сравнение методов, проведенное в этой же работе, показало, что наиболее эффективным среди них является метод взаимной корреляции с опорным сигналом (далее используется сокращения МВК). Коэффициенты азимутальных мод находятся как коэффициенты ряда Фурье в частотной области:

$$C_m = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^{K} P_k e^{im\theta_k},$$

где $P_k = \sqrt{C_{1k}}\, e^{i\varphi_{1k}}$; $\varphi_{1k} = arctg\left(\frac{\mathrm{Im}(G_{1k})}{\mathrm{Re}(G_{1k})}\right)$; G_{1k} – взаимный спектр между сигналом опорного микрофона (в нашем случае имеет номер 1) и k-го микрофона; K – число микрофонов в круговом массиве.

Также в модальном анализе часто [8, 10, 11] используется подход, основанный на минимизации функционала суммы квадратов разности между расчетным и экспериментальным значением акустического давления на микрофонах:

$$\min \Phi = \sum_{k=1}^{K} \left| P_k^{p} - P_k^{э} \right|^2, \qquad (3)$$

где P_k^{p} – расчетное значение акустического давления в точке установки k-го микрофона, определяемое по формуле (2); $P_k^{э}$ – акустическое давление, взятое из эксперимента. Далее будем обозначать данный подход как МНК – метод наименьших квадратов. К недостаткам

данного метода можно отнести тот факт, что если измерения $P_k^э$ содержат шум, то искомые коэффициенты C_m подгоняются под удовлетворение искаженному сигналу, а значит они заведомо будут содержать ошибку.

В качестве проектных параметров задачи минимизации функционала (3) выступают амплитудные коэффициенты мод C_m. Поскольку количество параметров может быть велико, то для ускорения процедуры нахождения $\min \Phi$ используют градиентные методы:

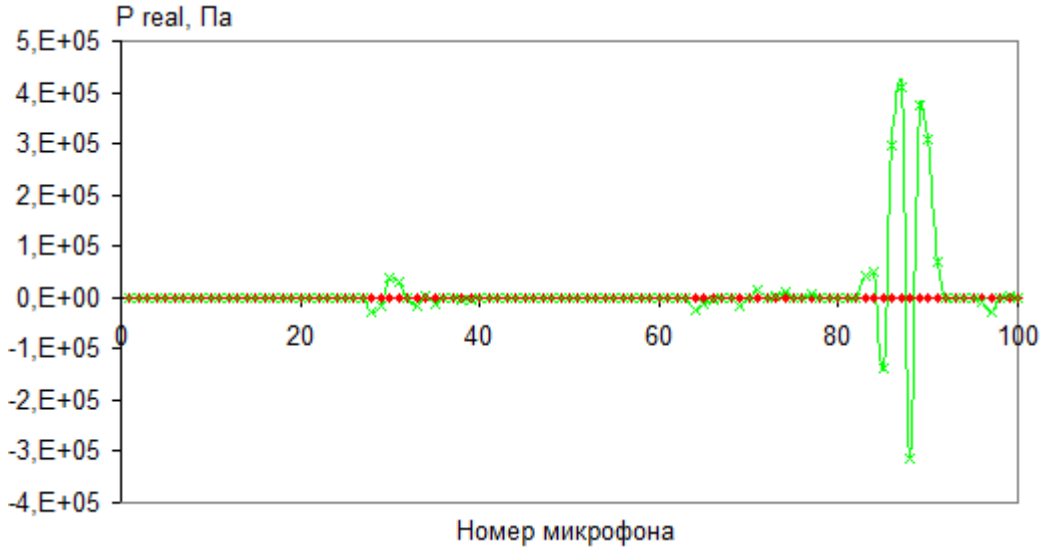
$$\{C_m\}_{j+1} = \{C_m\}_j - h_j \{\partial \Phi / \partial C_m\}_j, \quad (4)$$

где $\{C_m\}_j$. $\{C_m\}_{j+1}$ – вектор неизвестных на текущем и новом шаге поиска, соответственно; h_j – шаг спуска на текущей итерации. Поскольку целевая функция в данной задаче является сильно овражной, то реализация поиска минимум на основе формулы (4) выполнялась методом градиентного спуска по сопряженным направлениям.

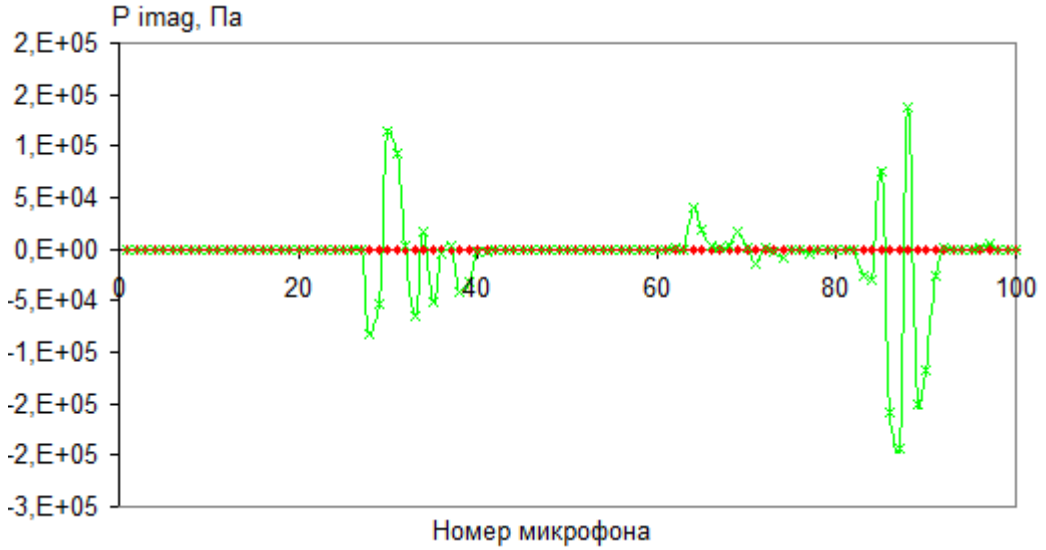
2. Некоторые методы идентификации звуковых мод в канале

Исследования эффективности методов извлечения модального состава выполнялись на основе данных полученных при проведении измерений в описанной ранее экспериментальной установке. Чтобы снизить уровни волн, отражаемых обратно в канал установки, эксперименты проводились в акустической заглушенной камере ПНИПУ [12-15]. Заглушенная камера имеет достаточные размеры свободного пространства, чтобы размещать в ней габаритные установки на приемлемом расстоянии от облицовочного покрытия камеры. Кроме того, камера имеет быстросъемное напольное покрытие, под которым находится жесткий пол, и, таким образом, в камере можно размещать тяжелые установки весом в несколько тонн. Фотография экспериментальной установки представлена на рисунке 1.

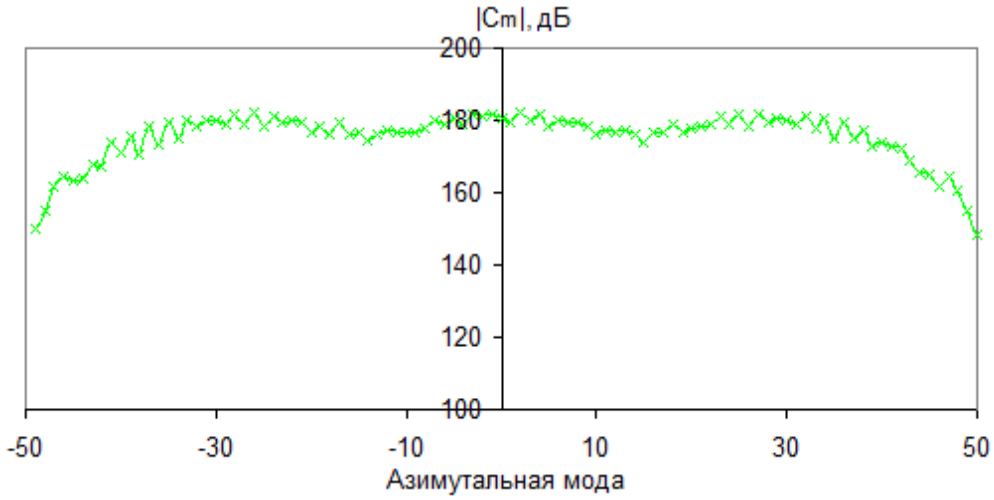
Рис. 1. Экспериментальная установка в заглушенной камере ПНИПУ



а)

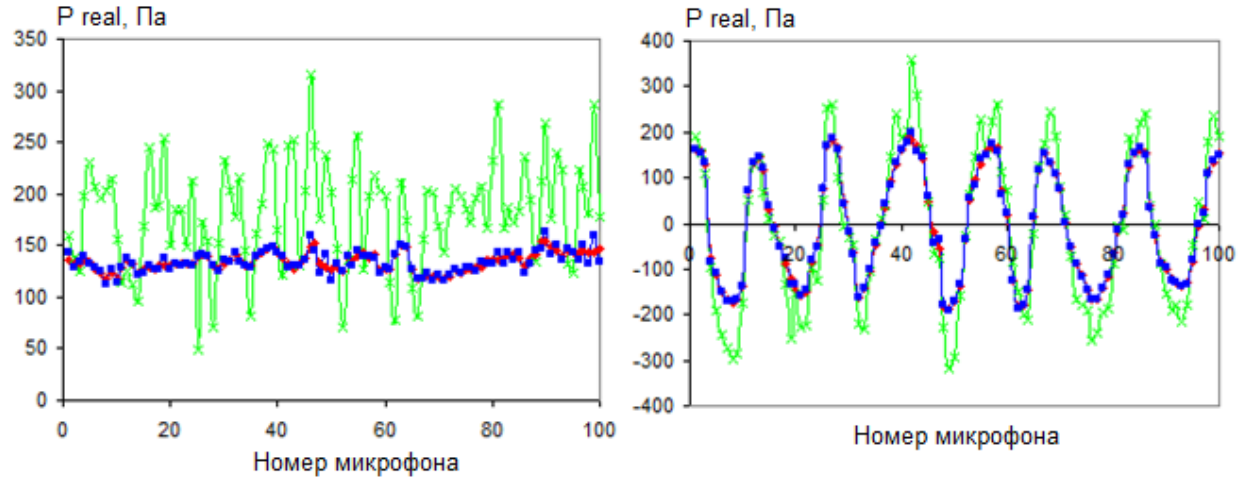


б)

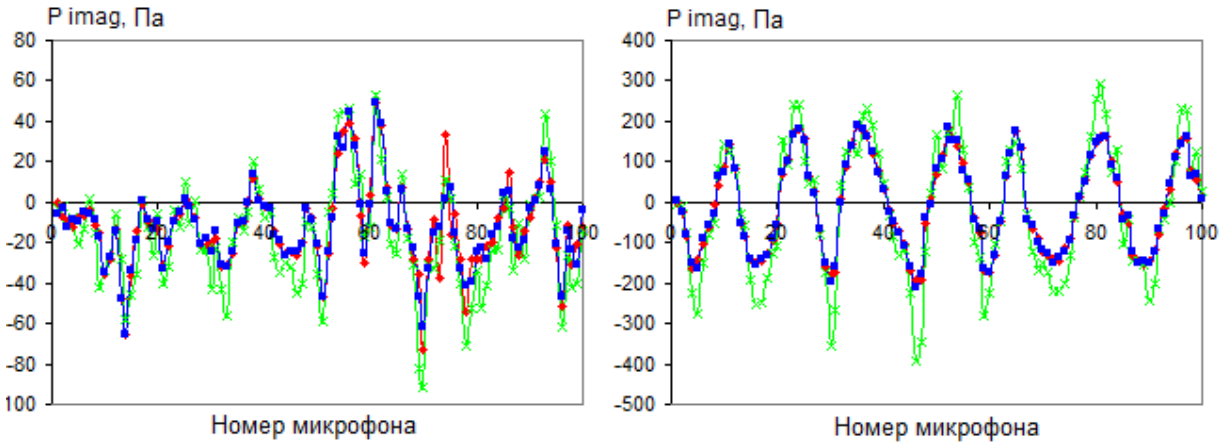


в)

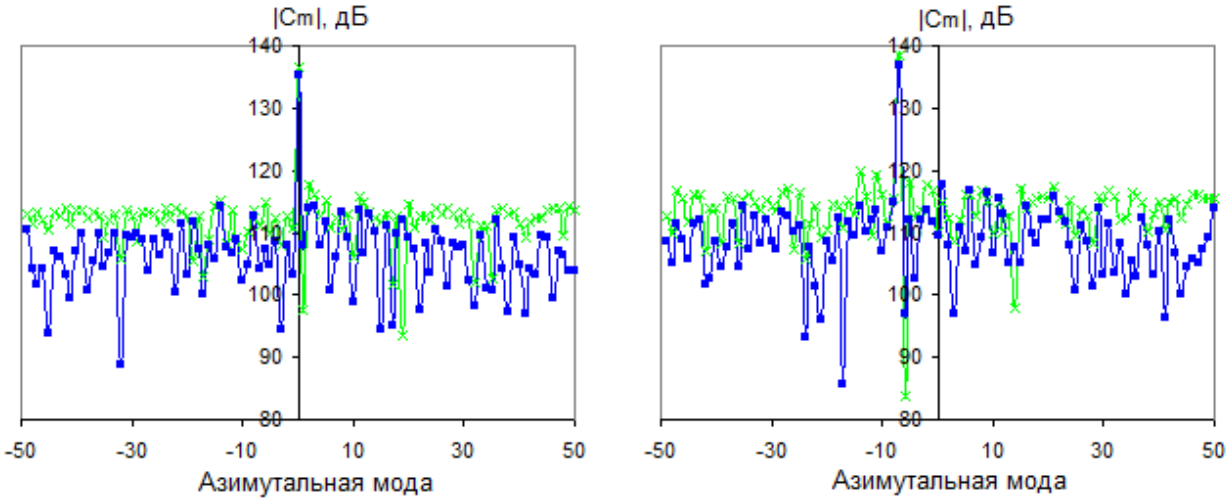
Рис. 2: Результаты извлечения модального состава шума с помощью ММД для *m*=-7 на частоте 1000 Гц: а) распределение действительной части акустического давления на микрофонах; б) распределение мнимой части акустического давления на микрофонах; в) извлеченные моды; —•— эксперимент; —×— ММД



а)

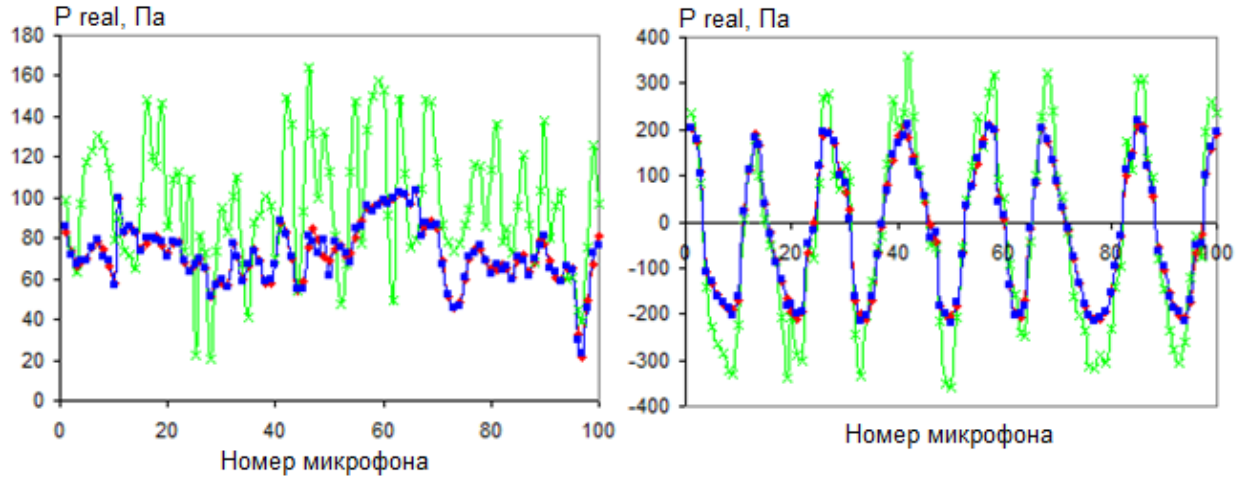


б)

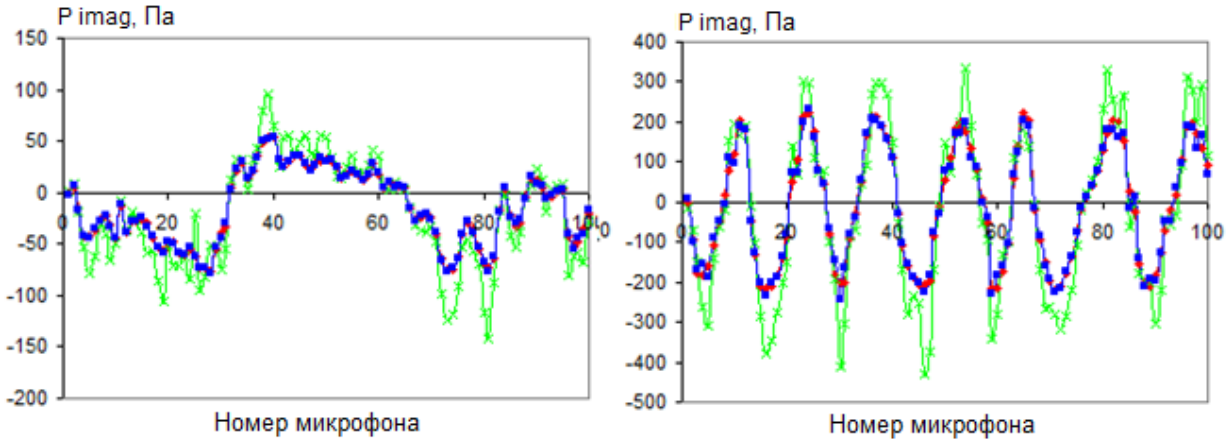


в)

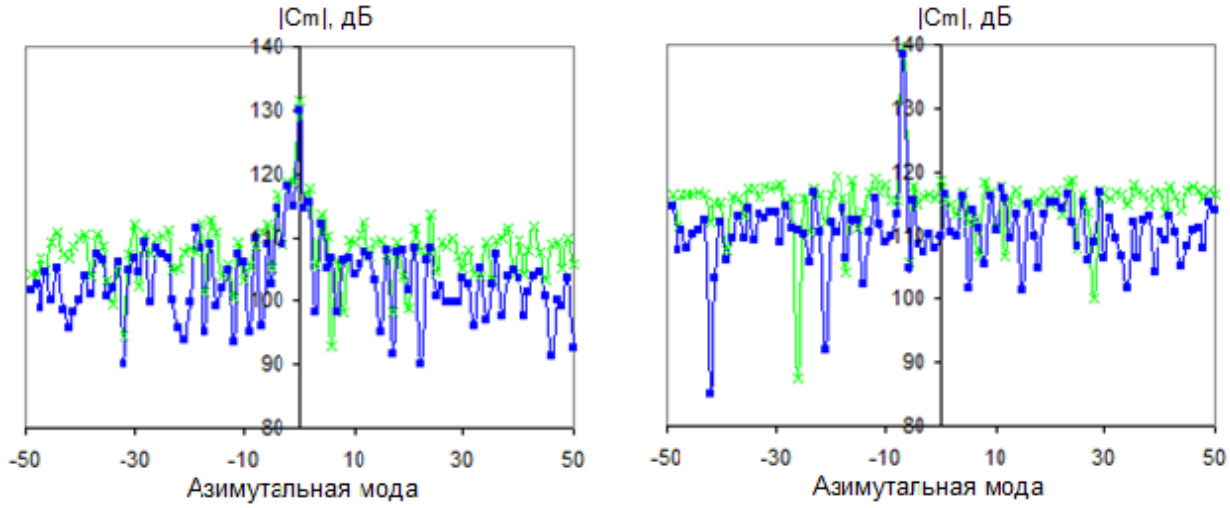
Рис. 3: Результаты извлечения модального состава шума для *m*=0 (слева) и *m*=-7 (справа) на частоте 1000 Гц: а) распределение действительной части акустического давления на микрофонах; б) распределение мнимой части акустического давления на микрофонах; в) извлеченные моды; эксперимент; МВК; МНК



а)

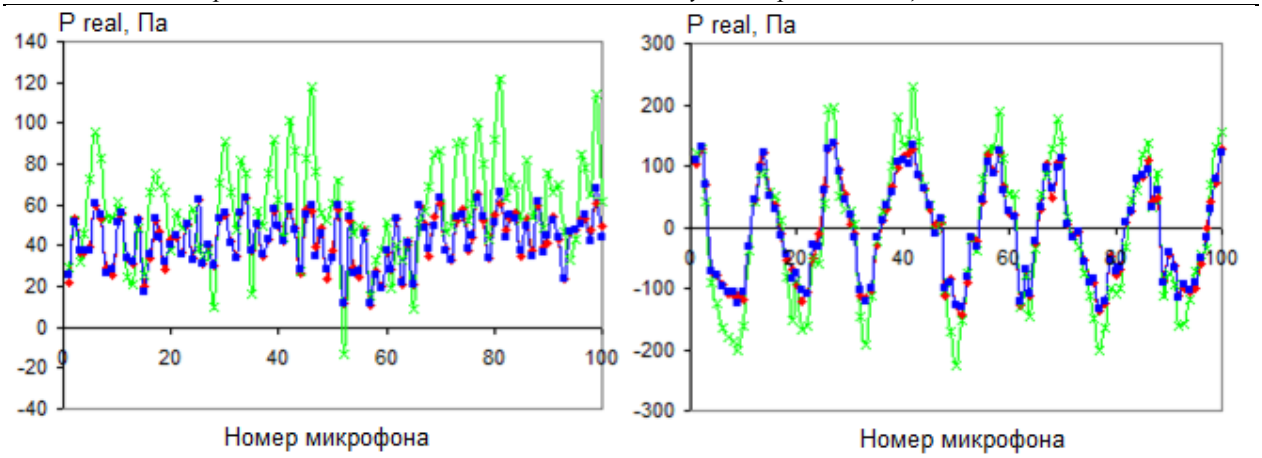


б)

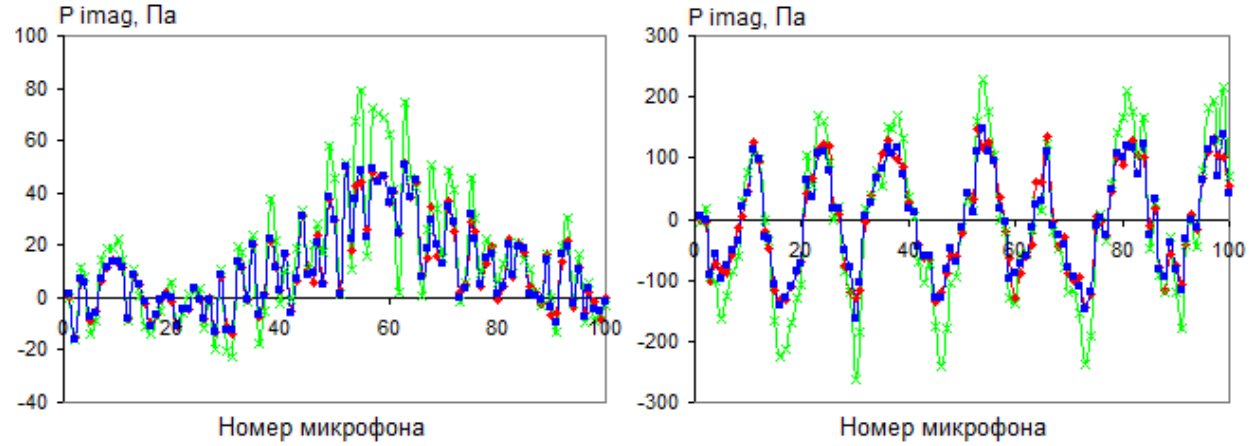


в)

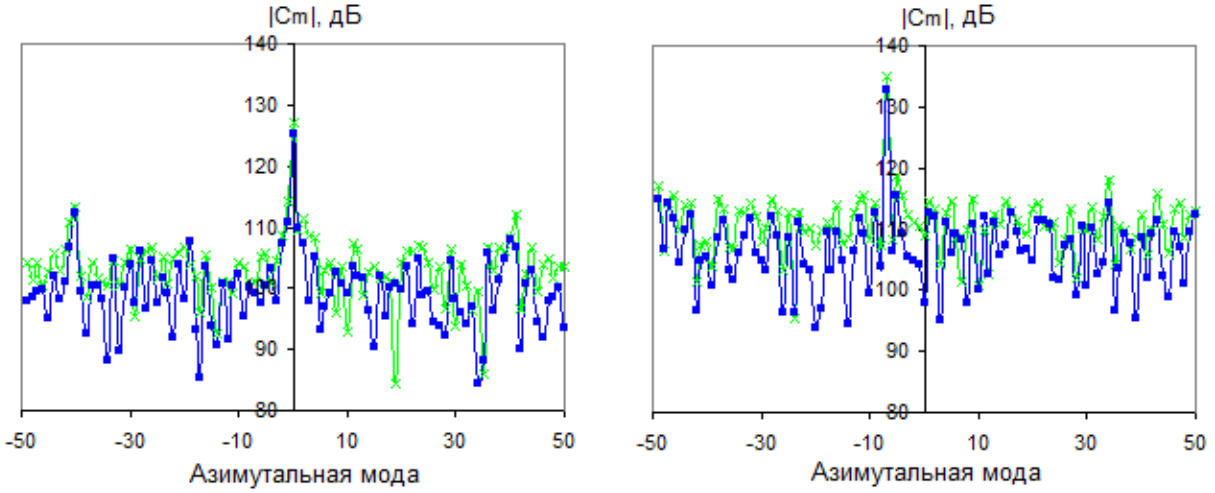
Рис. 4: Результаты извлечения модального состава шума для m=0 (слева) и m=-7 (справа) на частоте 2000 Гц: а) распределение действительной части акустического давления на микрофонах; б) распределение мнимой части акустического давления на микрофонах; в) извлеченные моды; — эксперимент; — МВК; — МНК



а)



б)



в)

Рис. 5: Результаты извлечения модального состава шума для *m*=0 (слева) и *m*=-7 (справа) на частоте 4000 Гц: а) распределение действительной части акустического давления на микрофонах; б) распределение мнимой части акустического давления на микрофонах; в) извлеченные моды; — эксперимент; — МВК; — МНК

В качестве звукового сигнала использовался «чистый тон». Звук генерировался в канал установки 40 динамиками, расположенными по кругу, на центральных частотах третьоктавных полос в диапазоне 500-4000 Гц. Измерения шума выполнялись массивом из 100 микрофонов, расположенных по окружности в одном сечении в стенке установки заподлицо с каналом. Расположение микрофонов в массиве оптимизировано для достижения максимального динамического диапазона [16]. Измерения выполнялись последовательно для каждой генерируемой азимутальной моды в диапазоне m=-40…0.

На рисунке 2 показан пример извлечения модального состава с помощью ММД для m=-7, сгенерированной на частоте 1000 Гц. Видно, что на графиках распределения действительной и мнимой части акустического давления по микрофонам наблюдаются всплески расчетных величин, которые превышают экспериментальные значения на несколько порядков. Как следствие, амплитудные коэффициенты мод $|C_m|$ определены неправильно. При этом число обусловленности матрицы, сформированной на основе выражения (2), равно $5.951 \cdot 10^5$. Одной из основных причин этого является наличие рассогласования в доли миллиметра между проектировочными и реальными значениями координат микрофонов решетки (особенно это сказывается при использовании решеток с большим числом микрофонов). Для устранения данного эффекта можно провести отдельное исследование по минимизации невязки между проектными и реальными координатами микрофонов, однако этот вопрос не входил в рамки выполняемой работы. По этой причине далее сопоставлялись только МВК и МНК.

На рисунках 3-5 приведены результаты извлечения модального состава с помощью МВК и МНК для m=0 и m=-7 на частотах 1000, 2000 и 4000 Гц. Видно, что по распределению акустического давления на микрофонах круговой решетки МВК демонстрирует плохое согласование с экспериментом, особенно для 0 моды. МНК допускает, что минимум функционала может быть отличен от нуля, поэтому также не достигает точного совпадения с экспериментом по распределению давления на микрофонах, однако в целом дает хорошее приближение к результатам эксперимента. Кроме того, оба метода надежно идентифицируют доминирующую моду.

Заключение

Проведены измерения шума в канале установки генерации вращающихся мод. На основе полученных экспериментальных данных проведены расчеты по извлечению модального состава шума методом модальной декомпозиции (ММД), методом взаимной корреляции с опорным сигналом (МВК) и методом наименьших квадратов (МНК). Установлено, что ММД не смог правильно восстановить модальный состав, т.к. имеет плохообусловленную матрицу из-за наличия погрешности между проектными и действительными значениями координат микрофонов в круговом массиве. С помощью МВК удалось правильно восстановить доминирующие моды, однако распределение расчетного акустического давления по микрофонам имеет большую ошибку по сравнению с данными эксперимента, что свидетельствует об ошибочном определении амплитудных коэффициентов минорных мод. МНК также не достигает совершенно точного совпадения с экспериментом по распределению давления на мкирофонах, однако в целом дает хорошее приближение к результатам эксперимента и точно идентифицирует доминирующую моду. Таким образом, в задачах идентификации модального состава шума, распространяющегося в канале, среди рассмотренных методов МНК продемонстрировал лучшую эффективность.

Благодарности

Авторы благодарят коллектив Лаборатории механизмов генерации шума и модального анализа НОЦ АКТ ПНИПУ, а также сотрудников АО “ОДК-Авиадвигатель” А.А. Алексенцева, Т.А. Вискову и Р.В. Бурдакова за помощь в подготовке к проведению

экспериментальной части исследований. Исследования выполнены на уникальной научной установке «Акустическая заглушенная камера с аэродинамическими источниками шума» (регистрационный номер 500617).

Список литературы

1. Leylekian L., Lebrun M., Lempereur P. An overview of aircraft noise reduction technologies // Journal Aerospace Lab. – 2014. – № 7.

2. Копьев В.Ф., Мунин А.Г., Остриков Н.Н. Проблемы создания перспективных магистральных самолетов, способных удовлетворять нормам ИКАО по шуму на местности // Труды ЦАГИ. – 2014. – Вып. 2739. – С. 3-13.

3. Синер А.А. Методика выбора звукопоглощающих конструкций для турбомашин на основе математического моделирования // Дисс. канд. техн. наук. – Пермь, 2010. – 168 с.

4. Kopiev V.F., Bersenev Y.V., Viskova T.A., Burdakov R.V., Palchikovskiy V.V., Belyaev I.V., Kustov O.Yu., Ershov V.V. Azimuthal modes measurement in an intake duct for a turbofan engine // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 176. – P. 273-277.

5. Берсенев Ю.В., Вискова Т.А., Беляев И.В., Пальчиковский В.В., Кустов О.Ю., Ершов В.В., Бурдаков Р.В. Применение метода плоского бимформинга к идентификации вращающихся звуковых мод // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2016. – № 1. – С. 26-38.

6. Корин И.А., Пальчиковский В.В., Павлоградский В.В. Определение импеданса крупногабаритной звукопоглощающей конструкции наоснове численного моделирования распространения звука в канале с заданным азимутальным модальным составом // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т. 17, № 2. – С. 109-121

7. Korin I.A., Palchikovskiy V.V., Pavlogradskiy V.V. Investigation of generation of acoustic spinning modes in installation for tests of fullscale liners // AIP Conference Proceedings. – 2018. – Vol. 2027, No. 030010.

8. Tapken U., Bauers R., Neuhaus L., Humphreys N., Wilson A., Stöhr Ch., Beutke M. A new modular fan rig noise test and radial mode detection capability // AIAA Paper 2011-2897.

9. Sijtsma P., Zillmann J. In-duct and far-field mode detection techniques for engine exhaust noise measurements // AIAA Paper 2007-3439.

10. Moore C.J. Measurement of radial and circumferential modes in annular and circular fan ducts // Journal of Sound and Vibration. – 1979. – Vol. 62, No. 2. – P. 235-256.

11. Tapken U., Gutsche D., Enghardt L. Radial mode analysis of broadband noise in flow ducts using a combined axial and azimuthal sensor array // AIAA Paper 2014-3318.

12. Беляев И.В., Голубев А.Ю., Зверев А.Я., Макашов С.Ю., Пальчиковский В.В., Соболев А.Ф., Черных В.В. Экспериментальное исследование звукопоглощения акустических клиньев для заглушенных камер // Акустический журнал. – 2015. – Т. 61, № 5. – С. 636-644.

13. Palchikovskiy V.V., Bersenev Y.V., Makashov S.Y., Belyaev I.V., Korin I.A., Sorokin E.V., Khramtsov I.V., Kustov O.Y. Tests of anechoic chamber for aeroacoustics investigations // AIP Conference Proceedings. – 2016. – Vol. 1770, No. 030116.

14. Kopiev V.F., Palchikovskiy V.V., Bersenev Yu.V., Makashov S.Yu., Belyaev I.V., Korin I.A., Sorokin E.V., Khramtsov I.V., Kustov, O.Yu. Design and qualification of an anechoic facility in PNRPU // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 176, P. 264-272.

15. Palchikovskiy V.V., Khramtsov I.V., Ershov V.V., Gornova D.A., Selivanova A.A. Aeroacoustic investigations of subsonic jet in PNRPU anechoic chamber // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – Vol. 208, No. 012032.

16. Берсенев Ю.В., Вискова Т.А., Беляев И.В., Пальчиковский В.В., Бурдаков Р.В. Идентификация вращающихся звуковых мод в канале воздухозаборника авиационного двигателя с помощью кольцевой решетки микрофонов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2016. – № 45. – С. 114-132.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург
NOISE&VIBRATION 2019

УДК 53.082.4
OECD 01.03.AA

Локализация источников шума с помощью микрофонных антенн

Панов С.Н.[1*]
[1]К.т.н., ООО "Компания ОКТАВА+", г. Москва, Россия

Аннотация

Статья посвящена вопросам локализации источников шума путем использования микрофонных антенн. Повышения эффективности идентификации источников шума зависит от правильности выбора метода, антенны, ее параметров, расположения антенны относительно источника, программного обеспечения и др. Приводится обзор основных параметров, включающих разрешающую способность, пространственное наложение, максимальный уровень боковых лепестков антенн, и особенностей компонентов систем. Приведены примеры систем: звуковых камер Sound Camera Digital Array и AC-100, антенн P-V и Simcenter Testlab 3D Acoustic Camera Advanced. Анализируются основные характеристик и их применение. Сделан вывод о перспективности применения таких систем для локализации источников шума и борьбе с шумом.

Ключевые слова: шум, локализация, источники шума, микрофонная антенна, пространственное разрешение, направленность, акустическая голография ближнего поля, биформинг, фокализация, шумовые карты

Localization of noise sources by microphone arrays

Panov S.N.[13]
[1] *PhD, Octava+ Company, Moscow, Russia*

Abstract

The article is devoted to the questions of localization of noise sources using microphone arrays measurements. The effectiveness of noise sources identification depends on the correctness of method selection, antenna and its parameters and position relative the source, software etc. The overview of basic characteristics including Resolution Spatial aliasing and Maximum Sidelobe Levels and components of such systems is done. The examples of the systems – Sound Camera Digital Array, AC-100 , P-V arrays and Simcenter Testlab 3D Acoustic Camers Advanced. The main characteristics and applications are analyzed. The conclusion is made about the perspective of application of such systems for sound sources localization and troubleshooting.

Key words: *Noise, localization, sound sources, microphone array, Nearfield Acoustical Holography, Beamforming, Focalization, spatial resolution, directivity, noise maps.*

Введение

Одна из важнейших задав при поиске путей снижения шума – это определение основных источников шума. Одним из эффективных современных методов локализации источников шума является использование микрофонных антенн (решеток). В настоящее время это область экспериментальной акустики интенсивно развивается, в том числе благодаря совершенствованию алгоритмов обработки сигналов, повышающих эффективность локализации, миниатюризации аппаратного обеспечения и общему снижению стоимости таких систем, что делает их доступными все большему числу

[*]*Автор корреспондент: snpanov@gmail.com (Панов С.Н.)*

пользователей. В настоящем докладе приводится обзор параметров таких систем, и приводятся примеры современных решений.

1. Основные понятия

1.1. Обзор основных характеристик

Микрофонная антенна представляет собой дискретизированную аппертуру, включающую дискретные приемники акустических сигналов, которыми являются микрофоны. Технология локализации заключается в измерениях в акустическом поле источников шума микрофонной антенной, далее выполняется прогнозирование акустического поля (шумовой карты) в определенном сечении поля. Эффективность локализации зависит от правильности выбора метода, антенны, ее параметров, расположения антенны относительно источника, программного обеспечения и др.

Основными подходами, применяемыми в настоящее время, являются акустическая голография ближнего поля (Nearfield Acoustical Holography (NAH) [1] и бимформинг (лучеформирование, Beamforming (BF) [2, 3]. NAH использует, как правило, регулярные решетки прямоугольные микрофонные антенны, расположенные в ближнем поле, а BF – круговые антенны.

NAH позволяет рассчитать звуковую интенсивность в плоскости параллельной и равной по площади антенны, а также звуковую мощность различных областей.

Преимуществом BF является то, что размер поверхности, на которой прогнозируется шумовая карта, может быть намного больше, чем размер измерительной антенны. BF предполагает, что антенна расположена в дальнем поле, когда на антенну падают плоские звуковые волны. Фокализацией называется разновидность бимформинга, когда антенна расположена в ближнем поле, когда на нее падают сферические волны. При этом прогнозирование поля может быть выполнено на любую поверхность для любого типа антенн. Метод применим для расчета звуковой мощности и ранжирования источников.

Для реализации BF полученные от микрофонов сигналы анализируются с целью получения фазовых задержек .

Основными характеристики антенны при ее проектировании являются диаграмма направленности, разрешение антенны, пространственное наложение и подавление боковых лепестков [4].

Направленный отклик антенны называется диаграммой направленностью. Он определяется как конструкцией антенны, так и алгоритмами обработки сигналов. Направленность имеет характеристики, которые выглядят как лучи. Это главный луч, называемый главным лепестком, имеются также вторичные лепестки, называемые боковым лепестками, которые указывают на способность антенны отфильтровывать сигналы, распространяющиеся от других направлений. Ширина главного лепестка, называемая шириной луча, определяет разрешение антенны, ее способность локализовать источники и различать близко расположенные источники. Мерой способности антенны не распознавать источники, на которые антенна не сфокусирована, называется максимальный уровень боковых лепестков (Maximum Sidelobe Levels (MSL).

Сила или высота боковых лепестков относительно главного лепестка определяет эффективный динамический диапазон антенны. Это означает, что источники, отличающиеся по амплитуде более чем на разность между величиной главного луча и боковых лепестков не будут различимы (без использования ПО усовершенствованных методов бимформинга).

Разрешение антенны характеризует способностью антенны определить в пространстве, где находится источник шума. Разрешение антенны указывает, как хорошо антенна может определить направление распространения звука. Разрешение антенны определяется шириной пространственного фильтра, формируемого алгоритмом обработки на уровне 3 дБ вниз от пика главного лепестка, называемой шириной луча. На практике разрешение антенны выражают также в терминах линейных единиц (например,

сантиметров) на определенном расстоянии от антенны до объекта испытания. Также разрешение определяет угол падения распространяющихся волн. Половина ширины главного лепестка является углом между направлением максимального отклика и направлением, в котором отклик снижен на 3 дБ вниз. Для максимального разрешения антенна должна быть расположена таким образом, чтобы падающие волны распространялись вдоль оси антенны.

Пространственное наложение (spatial aliasing) – это помеха, связанная с недостаточной пространственной дискретизацией расположения микрофонов в антенне (когда пространственный критерий дискретизации Найквиста не выполнен). Она приводит к невозможностью различить различные направления распространения и проявляется в появлении ложных источников, там где их нет.

Одной из задач является выбор антенны для работы в широком диапазоне частот. Охват низких частот требует, чтобы размер апертуры антенны был больше, чтобы получить соответствующее разрешение источника. Охват высоких частот требует, чтобы расстояние между сенсорами было меньше для удовлетворения требования половины длины волны λ/2 для исключения пространственного наложения. Эти комбинированные требования ведут к необходимости использования большого числа сенсоров, превышающих часто технические возможности.

Одним из решений является применение разреженных антенн [4], которые эффективны для снижения числа элементов, требуемых для данного размера антенны. Однако, они вводят нежелательную асимметрию для карт ближнего поля и имеют увеличенные уровни боковых лепестков.

Ограничивающим фактором по использованию регулярных антенн является критерий половины длины волны необходимый для исключения пространственного наложения. Ложные лепестки в характеристике направленности можно избежать уменьшением периодичности в расположении элементов. Это ведет к классу антенн известных как нерегулярных или апериодических антенн.

Разрешение определяется как наименьшее расстояние между двумя некогерентными монополями равной мощности на плоскости источника, которые могут быть разделены на шумовой карте, полученной соответствующим методом.

На рис.1 показано разрешение метода NAH, бимформинга (дальнее поле) и фокализации (ближнее поле).

Для BF при диаметре антенны D и измерительном расстоянии до плоскости источника L и длины волны λ разрешение RBF приблизительно равно [5]

$RBF \approx 1{,}22\ \lambda \bullet (L/D)$

Для обеспечения фокусировки антенны обычно требуется, чтобы $L \geq D$. Поэтому разрешение не может быть лучше, чем примерно длина волны λ, что не приемлемо на низких частотах. Это определяет применение BF обычно на частотах выше 2000 Гц.

Для фокализации при расположении антенны в ближнем поле пространственное разрешение равно 0,44 λ.

Для NAH разрешение немного лучше, чем при BF и примерно равно половине длины волны λ на высоких частотах, а на низких частотах не хуже чем величина измерительного расстояния L.

Антенны NAH должны иметь размер, покрывающий область источника шума и измерительную сетку с расстоянием между микрофонами менее половины длины волны на максимальной частоте fmax. Это делает практически невозможным реализацию метода NAH на высоких частотах в связи с большим числом микрофонов.

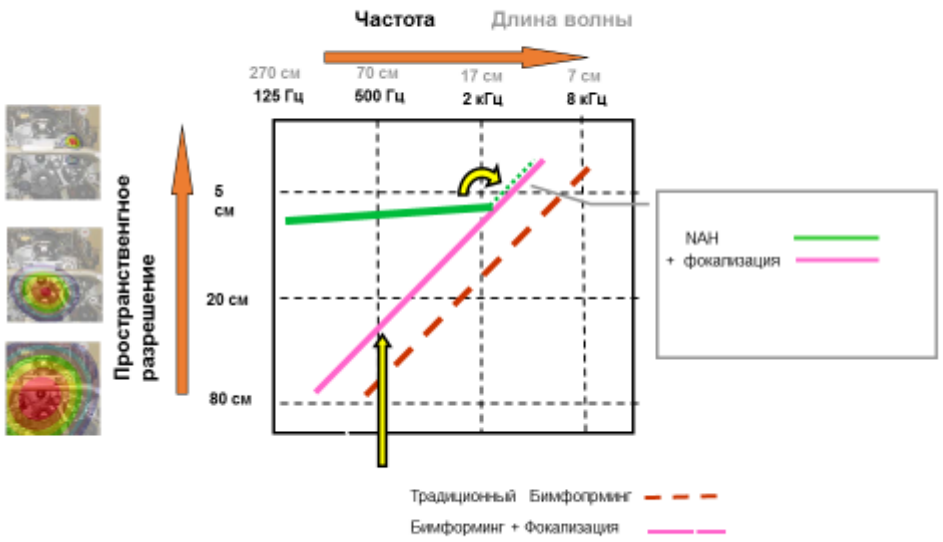


Рис.1. Положительный эффект фокализации на NAH и Beamforming (HD Acoustic camera)

1.2. ***Программное обеспечение (ПО)***

Программное обеспечение существенно определяет эффективность локализации. Для NAH широко известно программное обеспечение, реализующее алгоритм STSF и его модификации.

Также используется специальное ПО NAH при работе с антеннами BF с нерегулярным расположением микрофонов.

Алгоритмы обработки BF, обычно называют алгоритмами бимформинга, которые наряду с конструкцией антенны определяют эффективность локализации источников шума.

Учитывая высокое разрешение алгоритма фокализации, его применение расширяет возможность NAH на высоких частотах. Для этого полученные при измерениях исходные данные обрабатываются на высоких частотах (выше 2000Гц) с помощью ПО фокализации (рис.1).

Для метода BF применяют следующую технологию. Сначала измерения выполняют в дальнем поле, чтобы определить, откуда идет шум, при этом пространственное разрешение на низких частотах недостаточно. Потом выполняют второе измерение в ближнем поле, увеличивая разрешение до 0,44 λ с помощью ПО фокализации.

Для улучшения пространственного разрешения по сравнению со стандартными алгоритмами используется ПО, реализующее алгоритмы группы обратных методов, к которых относятся методы обращения – деконволюции (deconvolution) (DAMAS, MC-DAMAS, DAMAS-C , CLEAN-SC, CMF, ISCA, MACS и другие).

1.3. Форма антенн

Применяют различные конструкции плоских круговых антенн BF [4,6]: (спираль Архимеда, логарифмические спирали Dougherty с равным расстоянием между микрофонами, экспоненциальные спирали Arcondoulis с более плотным расположение микрофонов в центре, мульти – логарифмические спирали и их модификации, когда микрофоны располагаются в центре равных сегментов, спирали B&K с микрофонами расположенными неравномерно на спицах между двумя ободами и другие.

Они имеют различные характеристики для ближнего (сферические волны) и дальнего поля (плоские волны). Как показано в [6] наибольшее разрешение достигается при более равномерном расположении микрофонов по антенне.

Для исследования шума в замкнутых помещениях применяются сферические антенны, акустически прозрачные и с расположением микрофонов на твердой сфере [7] с соответствующим программным обеспечением NAH и BF.

1.4 . Аппаратное обеспечение

Аппаратное обеспечение систем локализации шума на основе микрофонных решеток включает: микрофонную антенну, видеокамеру, систему параллельного сбора данных, обеспечивающую согласование и усиление, синхронизированную оцифровку сигналов с различных микрофонов и сбор данных, антиалайзинговую фильтрацию и передачу в компьютер.

Передача данных по множественным каналам проводится по шинам Ethernet (макс. 100 Mbps) , USB (256 Mbps), PCI (16 Gbps) или PCI Express. Микрофоны решеток, как правило, имеют IEPE (ICP) возбуждение, обеспечивающее работу с длинными кабелями, функцию внутренней памяти IEEE 1451.4 (TEDS), позволяющую автоматически распознавать информацию о калибровке и чувствительности микрофонов. При исследовании подвижных объектов аппаратура обеспечивает триггерный запуск сбора данных и синхронизированных с ними видеоизображений в определенный момент времени.

Микрофонные антенны последнего поколения используют MEMS микрофоны со встроенной электроникой цифровой обработки сигналов, имеющие простое питание напряжением. Использование таких антенн совместно с передачей всех данных непосредственно в компьютер позволяет обходиться без дорогостоящих систем сбора данных, что существенно снижает стоимость систем локализации, что очевидно будет способствовать применению этой технологии на практике в разных отраслях промышленности.

2. Примеры микрофонных антенн.

Ниже приводится характеристики двух систем локализации источников на основе использования MEMS микрофонных антенн.

2.1. Цифровая антенна звуковой камеры Simcenter Sound Camera Digital Array

Цифровая антенна звуковой камеры для локализации источников шума Simcenter Sound Camera Digital Array [8] – это последнее поколение микрофонных антенн на основе высокопрецизионных цифровых 24 - бит MEMS микрофонов. (рис. 2) Антенна имеет встроенную электронику и поддерживает широкий диапазон частот от 50 Гц до 20 000 Гц. Для работы с антенной используется программное обеспечение Simcenter Sound Camera Digital Array Software, предназначенное для локализации источников звука в реальном времени. Антенна спроектирована модульным образом, имеет расположение микрофонов в центральной части по спиралям с 9 лучами, расширяемых с помощью 9 коротких и длинных лучей расширения, которые легко фиксируются, что дает возможность увеличить или уменьшить размер антенны и, таким образом, работать в широком диапазоне применений и увеличить ее пространственное разрешение. Камера предназначена для работы как в дальнем поле, так и ближнем поле. Антенна содержит камеру в центре антенны для фото и видео регистрации и инфракрасный датчик расстояния. Широкоугольный объектив позволяет видеть объект на ближнем расстоянии, что используется при количественной оценке силы источников шума.

Цифровая антенна звуковой камеры быстро развертывается и приспособлена для ускоренных поисков источников шума. Время от открытия кейса до получения первого результата на экране занимает до 2 минут. Антенна соединяется с компьютером одним кабелем, при этом фронт-энд не требуется.

Рис. 2. Конструкция расширяемой антенны со съемными лучами.

Центральная круговая антенна имеет 45 цифровых MEMS микрофонов расположенных на 9 лучах, имеющих спиральный характер с диаметром 28 см, и может быть расширена лучами двух размеров – с 4-мя (увеличивает диаметр до 60 см, общее число микрофонов 81) и 8 -ми микрофонами (увеличивает диаметр до 150см, общее число микрофонов 117).

Simcenter Sound Camera Digital Array является цифровой антенной: сбор сигналов выполняется в самой антенне. Данные микрофонов направляются непосредственно на персональный компьютер без необходимости использования систем сбора данных. Антенна соединяется с компьютером одним сетевым кабелем и запитывается адаптером PoE или от внешней батареи. Локализация источников шума осуществляется в реальном времени или данные могут быть сохранены для последующего анализа. Динамический/частотный диапазон/ рабочее расстояние:

- центральная антенна 14 дБ /1000Гц–20 кГц / < 0,5 м;
- с короткими лучами 16 дБ / 400Гц–20 кГц / <1м;
-с короткими и длинными лучами 12 дБ / 200Гц–10 кГц / ~0,3 до >2 м.

Вес антенны с короткими лучами -2,1 кг.

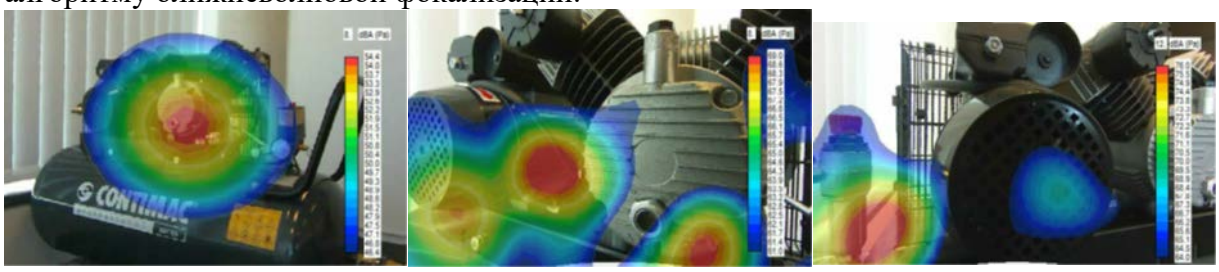
Антенна может быть использована с разным программным обеспечением. Во-первых, с ПО Simcenter Sound Camera Digital Array Software для быстрой в реальном времени локализации источников шума с богатой функциональностью записи, анализа и составления отчетов.

Рис. 3 Применения Simcenter Sound Camera Digital Array

Во-вторых, антенна может быть использована для непосредственных измерений и для детального анализа путем постобработки с помощью ПО Simcenter Test.Lab HD Acoustic Camera и других дополнительных программ платформы Simcenter Test.Lab, реализующие NAH для нерегулярных антенн, метод деконволюции для улучшения разрешения и специальные приложения для порядкового анализа двигателя, работы в аэродинамических трубах, вращающихся источников шума, разделения источников шума ДВС и др. Примеры применений приведены на рис. 3.

Звуковая камера дает возможность ускорить поиск источников шума за счет эффективной локализации источников шума с разных расстояний и углов. С короткими

лучами антенна дает надежные результаты в дальнем и ближнем поле. Первоначально объект тестируется с расстояния в дальнем поле (рис. 4а), что дает общий взгляд на положение источников в разных полосах частот. Затем антенна может быть перемещена в ближнее поле на расстояние от 5 до 10 см (рис. 4б и 4с), позволяя существенно улучшить пространственное разрешение. Это позволяет пользователю разделить источники шума, которые в дальнем поле проявляют себя как большое красное пятно, но фактически являются множественными протяженными источниками. Антенна также может быть помещена под различными углами, чтобы убедится, что источник не был спрятан другими узлами. Расположение микрофонов на антенне было оптимизировано для обработки по алгоритму ближневолновой фокализации.



а) б) с)

Рис.4. Пример шумовой карты на разных расстояниях от компрессора

Антенна позволяет отслеживать переменные условия в реальном времени и записать их. Это же касается движущихся источников шума и объектов с изменяющимися условиями работы, например, при разгоне трансмиссии, вое зубчатых передач, писке тормозов.

2.2. Акустическая камера AC100

Вторым примером акустической камеры на основе MEMS микрофонов является акустическая камера AC100 (OptiNav) (рис.5). Это компактная, мобильная и простая в использовании акустическая камера на основе MEMS микрофонной антенны для определения положения акустических источников. Камера использует программное обеспечение BeamformX, которая реализует новый быстродействующий вычислительный алгоритм бимформинга – функциональный бимформинг, который за счет модификации в частотной области традиционного алгоритма бимформинга работает быстрее и имеет более высокий динамический диапазон, пространственное и временное разрешение.

Для работы требуется соединить камеру с компьютером, используя USB кабель, запустить программное обеспечение BeamformX и выполнить измерения и анализ. Благодаря ее улучшенным рабочим характеристикам, простой работе и относительно низкой стоимости, AC100 используется для множества применений при исследованиях и производстве, в том числе в области аэроакустики.

Рис.5 Фото микрофонной решетки AC100 и пример применения

Особенностью конструкции является планшетное исполнение антенны в виде плоской пластины размером 40 х 40 х 3 см, внутри которой установлены MEMS микрофоны. Система цифровой обработки сигналов встроена в антенну (24 Бит АЦП, 51,2 кГц, антиалайзинговые фильтры). Характеристики: частотный диапазон 200 Гц - 20 кГц;

максимальный уровень 120 дБ; Динамический диапазон – >30дБ (5кГц - 20кГц); программное обеспечение BeamformX для Windows для работы в реальном времени или для постобработки. Персональный компьютер может быть установлен отдельно или закреплен с обратной стороны антенны, что особенно удобно для экспресс-анализа в реальном времени (рис. 5).

2.3. Антенны на основе «P-V» зондов

Антенны на основе «P-V» зондов фирмы Microflown Technologies (рис.6) позволяют также непосредственно измерять и производить картографирование шумовых полей по параметрам звукового давления P, скорости частиц V и звуковой интенсивности.

Рис.6. Антенны на основе зондов «P-V».

2.4. Антенна в виде твердой сферы для ограниченных помещений

Система локализации источников шума в ограниченных помещениях 3-Д акустическая камера Simcenter Testlab 3D Acoustic Camera Advanced [9] использует микрофонную антенну в виде твердой сферы, в которую встроены микрофоны. Система применяется для поиска источников шума в салонах самолетов, автомобилей, вагонах поездов и других ограниченных помещениях. Поддерживает режимы стационарного, переменного, импульсного шума и режимов на разгоне и выбеге, дорожного шума, определения скрипов и треска. Позволяет получить карты звукового давления на поверхности объема (рис.7). Обработка данных ведется с помощью алгоритма сферического бимформинга с использованием передаточных характеристик, связанных со сферой (Sphere Related Transfer Functions (SRTF), что улучшает пространственное разрешение более чем на 40% по сравнению с классическим сферическим бимформингом с открытыми/прозрачными антеннам.

а) б)

Рис. 7. Сферическая твердая антенна для локализации внутреннего шума (а) и шумовая карта звукового давления (б).

Программное обеспечение позволяет не только генерировать 3-Д сетки геометрии помещения, но сама камера может сканировать внутреннюю геометрию с помощью установленного на антенне специального сканера. 3-Д акустическая камера имеет

исполнение с 36 и 54 микрофонами и имеет соответственно пространственное разрешение 95° при 500 Гц и 11° при 6000 Гц (36 микрофонов) и 70° при 500 Гц и 11° при 6000 Гц (54 микрофона). Применение алгоритма деконволюции, называемого Quantification, позволяет повысить пространственное разрешение во всем диапазоне частот, особенно на низких частотах и рассчитать распределение звуковой интенсивности по поверхности, а потом и звуковой мощности, выполняя ранжирование источников. Так его использование улучшает пространственное разрешение соответственно для 36 и 54 микрофонов до 60° и 48° при 500 Гц .

Заключение

Использование систем локализации источников на основе микрофонных антенн являет эффективным и действенным методом исследования шумообразования, поиска основных источников и разработки мер снижения шума.

Список литературы

1. Williams E.G. and Lee Y. Nearfield acoustical holography: I. Theory of generalized holography and the development of NAH, J. Acoust. Soc. Am. -1985. -78(4). -P. 1395 – 1413.

2. Christensen J.J., Hald J. Beamforming. Bruel &Kear Technical Review.- 2004, No 1,. –P. 1-48.

3. Doughery R.P. Beamforming in acoustic testing. Ch.2. –P. 63 – 97. Aeroacoustic Measurements. Ed. by Thomas J. Mueller. Berlin: Springer.- 2002.

4. Underbrink, James R. Aeroacoustic Phased Array Testing in Low Speed Wind Tunnels. Chap. 3.-P. 98–217. Aeroacoustic Measurements. Ed. by Thomas J. Mueller. Berlin: Springer. 2002.

5. Hald J. Combined NAH and Beamforming Using the Same Array. Bruel &Kear Technical Review. -2005. -No 1, –P. 11-39.

6. Zebb Prime, Con Doolan. A comparison of popular beamforming arrays. Proccedings of ACOUSTICS. 17-20 November 2013, Victor Harbor, Australia. –P. 1-7.

7. Jacobsen J., Hald J, Fernandez E, Moreno G. Spherical near field acoustic holography with microphones on rigid sphere. Euro-noise, 29.06-04.07.2008. –P. 2869 – 2873.

8. Simcenter Testlab Sound Camera Digital Array Software. Siemens PLM Software .- P. 1-4.

9. Simcenter Testlab 3D Acoustic Camera Advanced. Siemens PLM Software. –P.1-4

УДК 534.8.081.7, 664.084.2:534.647
OECD 01.03.AA, 02.11.JY

Виброакустика в процессе резания пищевых продуктов

Пильненко А.К.[1*], Заплетников И.Н.[2]
[1]Доцент, Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, Украина
[2]Профессор, Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, Украина

Аннотация

При исследовании виброакустических характеристик технологического оборудования пищевых производств установлено существенное возрастание уровня звуковой мощности при работе с продуктом по сравнению с работой без продукта, особенно это проявляется в измельчительном оборудовании. На данное явление влияет значительное количество факторов, в т.ч. свойства пищевых продуктов и конструкции рабочего органа (режущего лезвия). Представлены графики эмпирических зависимостей уровней звукового давления по характеристике А и в октавных полосах частот от модуля упругости продукта и толщины лезвия. В процессе резания пищевых продуктов лезвием возникают звуковые волны с уровней звука 24-37 дБА. Многофакторная модель процесса образования шумовой характеристики при резании продукта (моркови) от этих факторов показало, что наиболее существенным фактором является толщина рабочего органа (режущего лезвия).

Ключевые слова: виброакустика, резание, пищевой продукт, уровень звукового давления.

Vibroacoustics in the process of cutting food products

Pilnenko A.K.[1], Zapletnikov I.N.[2]*
[1] Assistant professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine
[2] Professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

Abstract

In the study vibroacoustic characteristics technological equipment food production established increase sound power level when working with the product. It manifests itself in grinding equipment. On this affects significant amount of factors including food properties and the design of the working body (cutting blade). Submitted empirical dependency graphs sound pressure levels on the characteristic and in octave frequency bands on the modulus of elasticity of the product and blade thickness. In the process cutting food with a blade sound waves occur sound level 24-37 dBA. Multi-factor process model noise shaping when cutting the product (carrots) showed the most significant impact an thickness working body (cutting blade).

Key words: *vibroacoustics, cutting, food product, level sound pressure.*

Введение

Кафедра оборудования пищевых производств более 30 лет проводит исследования виброакустики пищевого оборудования совместно с предприятиями, НИИ отрасли, заводами торгового и продовольственного машиностроения России, Республики Беларусь, Украины, Литвы.

[*]*Автор корреспондент: pilnenko_a@mail.ru (Пильненко А.К..)*

В соответствии с действующими стандартами [1] определялись шумовые (ШХ) и вибрационные (ВХ) характеристики машин различного технологического назначения, устанавливалось превышение ПДШХ и (или) ПДВХ, разрабатывались, проверялись и внедрялись конструкторские меры по улучшению этих характеристик до требуемых норм по шуму и вибрации. Исследовалось технологическое оборудование следующих типов: моечное, очистительное, сортировочно-калибровочное, измельчительное, в т.ч. режущее, месильно-перемешивающее, дозировочно-формовочное, торгово-технологическое и специальное оборудование [2].

В качестве ШХ оборудования применялся уровень звуковой мощности – УЗМ по характеристике А и в октавных полосах частот, в качестве ВХ – величина виброскорости и виброускорения. Использовалась аппаратура немецкого и российского производства с АЦП и записью осциллограмм в память компьютера.

Анализ базы данных по ШХ технологического оборудования показал, что наибольший уровень шума излучает измельчительное оборудование [3]. Экологический мониторинг этого оборудования свидетельствует о том, что ШХ соответствует санитарным нормам по шуму при работе в холостую, без нагрузки. При работе с продуктом ШХ возрастают. В таблице 1 приведены численные значения этого превышения, например, для оборудования измельчения растительного сырья.

Таблица 1

Шумовые характеристики измельчительного оборудования

Наименование оборудования, обрабатываемый продукт	**Уровень звуковой мощности, дБА**		
	без нагрузки	**под нагрузкой**	**Отклонение, +/- дБА**
Машины измельчения сырых овощей:			
МРО 50-200 (морковь)	70	78	+8
МРО-350 (морковь)	79	86	+7
«Гамма 5А» (капуста)	74	87	+13
МРО 400-1000 (свекла)	84	89	+5
Robot Coupe CL-30 (Франция)	77	79	+2
УКМ (картофель)	77	83	+5
МПР-350 (морковь)	76	89	+13
Протирочные машины:			
МП-800 (морковь вареная)	74	76	+2
МП-1000 (свекла вареная)	71	78	+7

Явление возрастания ШХ технологического оборудования пищевых производств при работе под нагрузкой связано с достаточно большим количеством факторов: возрастанием динамических нагрузок на приводной и исполнительный механизмы оборудования, влиянием вида режущего инструмента, физико-механических и акустических свойств обрабатываемого продукта, степени остроты режущей кромки, трибологических характеристик материала рабочего органа при взаимодействии с продуктом и др. менее значимых факторов. О влиянии динамических нагрузок и физико-механических свойств пищевых продуктов на виброакустику пищевого оборудования рассматривалось в работах [5,6], а вопросами оценки влияния виброакустических характеристик пищевых продуктов в процессе их измельчения уделено недостаточное внимание [8,9]. Необходимо изучать этот процесс не на машинах, а в лабораторных условиях на физических моделях.

Целью данной работы является количественная оценка влияния факторов на излучение звука при резании пищевых продуктов, возникающим от воздействия режущих инструментов различной конструкции.

За критерий количественной оценки принимается уровни звукового давления, возникающие при резании пищевых продуктов.

1. Методика и результаты исследований

Для получения корректных результатов необходимо соблюдать соответствующие акустические условия измерения. Все измерения были проведены в реверберационной камере в лаборатории кафедры оборудования пищевых производств ДонНУЭТ в соответствии со стандартом ИСО 3743-1-94; 3743-2-94.

Измерения уровней звукового давления (УЗД) проводилось аттестованным шумомером «Ассистент» (Россия). Микрофон устанавливался на технологическом столе, измерительное расстояние 1 м.

Запись УЗД проводилась в онлайн режиме и передачей архива измерений на персональный компьютер (ПК). На ПК данные обрабатывались специальным программным обеспечением виброшумомера «Ассистент»

Использовались продукты: капуста, картофель, свекла, лук и морковь, а также яблоко. Механические свойства исследуемых продуктов приведены в таблице 2. В таблице 2 ранжирование продуктов производилось по модулю упругости. Удельное сопротивление резанию приведено по данным литературных источников.

Продукт закреплялся на штативе. Резание продукта осуществлялось четырьмя лезвиями различной толщины: 0,1; 0,2; 0,4; $1{,}6\times10^{-3}$м.

Таблица 2

Механические свойства исследуемых продуктов

№	Продукт	Модуль упругости продукта, МПа	Удельное сопротивление резания, Н/м
1	Лук	1,8	1900-2300
2	Яблоко	2,2	800-880
3	Картофель	3,8	1300-1500
4	Капуста	4	850-960
5	Свекла	5,8	1250-1450
6	Морковь	6,5	30-37

Результаты экспериментальных исследований изменения уровней звукового давления по характеристике А при резании пищевых продуктов представлены в табл. 3.

Таблица 3

Уровни звукового давления при резании пищевого продукта, дБА

Продукт	Толщина ножа, $h\cdot10^{-3}$м			
	0,1	0,2	0,4	1,6
Внешний шум	11,9			
Лук	24,15	30	30,15	33,65
Яблоко	29	29,9	32,5	36,4
Картофель	27,3	28,15	34,47	30,2
Капуста	31,6	33,38	37,35	37,27
Свекла	26,23	30,14	28,4	29,25
Морковь	32,2	31,5	32,7	33,83
Изменение УЗД	+7,5	+5,2	+8,9	+8 дБА

Графическая интерпретация результатов проведенных экспериментов по характеристике А и в октавных полосах частот представлена на рисунках 1-3.

Исходя из полученных результатов можно сделать следующие заключения:

– при резании пищевых продуктов происходит излучение звука с изменением звукового давления от режущего лезвия в диапазоне от 24 до 37 дБА по уровню звука и от 15 до 45 дБ в октавных полосах частот;

– с увеличением толщины рабочего органа с 0,1 мм до 1,6 мм увеличивается и УЗД: для картофеля с 27 до 34 , для яблока с 29 до 36, лука с 24 до 33 дБА. В среднем

повышение составило 7 дБА. Для продукта с высоким модулем упругости увеличение УЗД незначительное и составляет 1-3 дБА;

– Изменение УЗД в октавных полосах частот наибольшая величина УЗД приходится на низкие частоты 63 и 125 Гц. На средних частотах 500 и 1000 Гц наблюдается снижение УЗД, а затем снова наблюдается увеличение на высоких частотах, не зависимо от вида продукта и толщины лезвия;

– при резании продуктов с более низким модулем упругости (капуста, лук, яблоко) излучается меньший УЗД для ножей меньшей толщины на средних частотах. На излучение звука при резании продуктов с большим модулем упругости (свекла, морковь, картофель) влияние тонких лезвий сказывается в меньшей степени;

– наиболее существенное снижение УЗД наблюдается при резании наиболее тонким ножом $0{,}1\times10^{-3}$ м продуктов с меньшим модулем упругости (лук, капуста) и картофеля на высоких частотах;

– на высоких частотах 2000-8000 Гц УЗД для продуктов с высоким модулем упругости (свекла, морковь, картофель) ШХ носит идентичный характер в пределах точности измерений. Она имеет линейную зависимость от частоты. Можно полагать, что излучение звука от взаимодействия ножа с этими продуктами на высоких частотах стабильно;

– при резании толстым лезвием $1{,}6\times10^{-3}$ м продуктов с низким модулем упругости происходит возрастание УЗД на 5-17 дБ в диапазоне 1000-4000 Гц.

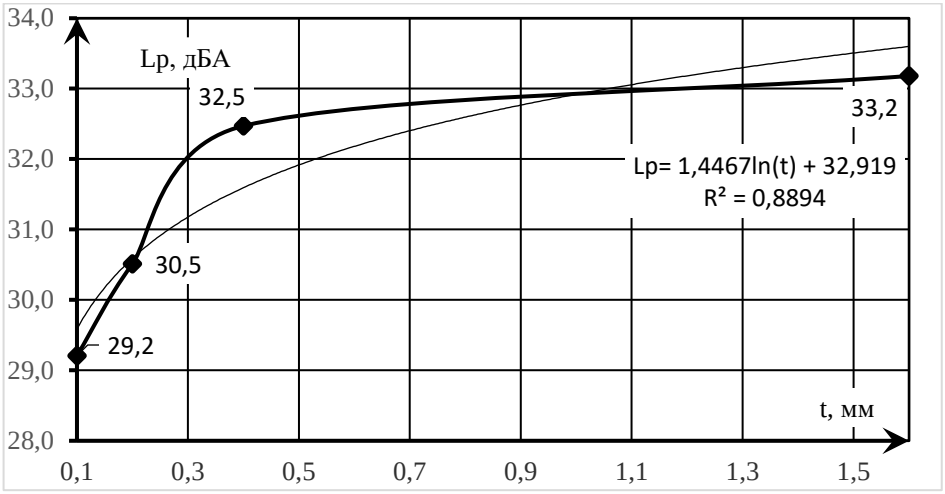


Рис. 1. График зависимости уровня звукового давления от толщины ножа при резании пищевых продуктов: 1– лук; 2– яблоко; 3– картофель; 4– капуста; 5– свекла; 6– морковь

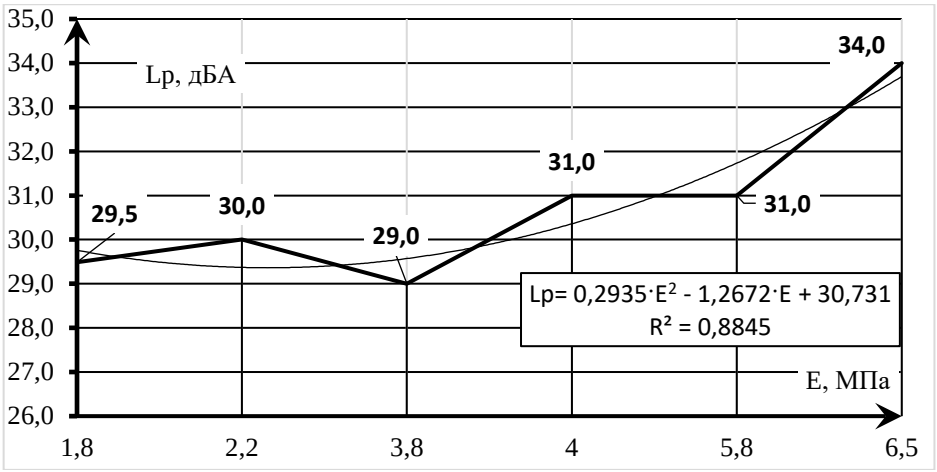


Рис. 2. График зависимости уровня звукового давления от модуля упругости пищевого продукта при резании ножом различной толщиной: 1 – 0,1 мм; 2 – 0,2 мм; 3 – 0,4 мм;

4 –1,6 мм

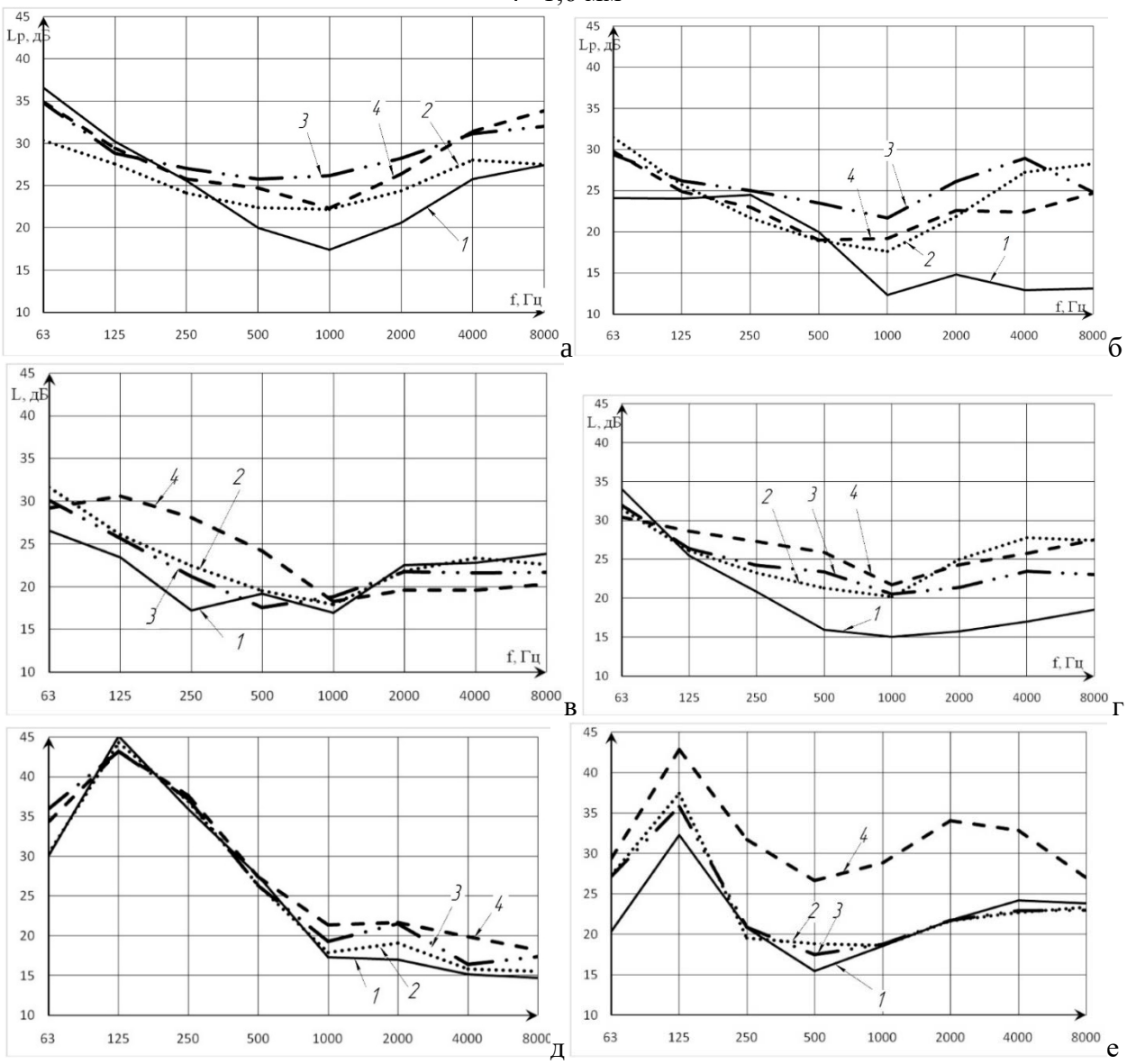


Рис. 3. Уровень звукового давления при резании пищевого продукта (а – капуста, б – картофель, в – свекла, г – лук, д – мороковь, е – яблоко) в октавных полосах частот, лезвием толщиной t, мм: 1 – t=0,1мм; 2 – t=0,2мм; 3 – t=0,4мм; 4 – t=1,6мм

С целью получения количественной информации о влиянии переменных факторов толщины ножа (x_1) и модуля упругости продукта (x_2) на излучение звука при резании продукта использован метод Бокса-Уилсона. В качестве целевой функции *y* применен уровень звука. Матрица планирования 2^2. Уровни и интервалы варьирования приведены в таблице 4. Матрица планирования эксперимента представлена в таблице 5.

Таблица 4

Уровни и интервалы варьирования факторов в процессе резания

Уровни и интервалы		**Толщина режущего инструмента, $X_1 \cdot 10^{-3}$, м**	**Модуль упругости продукта, X_2, МПа**
Основной	0	0,75	5,15
Интервал варьирования	Δi	0,85	1,35
Верхний	+1	1,6	6,5
Нижний	-1	0,1	3,8

Таблица 5

Матрица планирования эксперимента 2^2

№	Факторы				Функция отклика уровня звука, дБА				
	x_0	x_1	x_2	x_{12}	y_1	y_2	y_3	y_4	$y_{ср}$
1	+	–	–	+	25,9	27,7	26,8	32,2	28,15
2	+	+	–	–	30,6	36,5	36,1	34,7	34,4
3	+	–	+	–	32,2	32,8	33	33	32,6
4	+	+	+	+	34,5	33,5	33,5	33,7	33,8

После проверки коэффициентов регрессии и адекватности получена многофакторная модель уровня звука в кодированных значениях факторов:

$$y(x_1, x_2) = 32{,}24 + 1{,}986 \cdot x_1 + 0{,}96 \cdot x_2 - 1{,}26 \cdot x_1 \cdot x_2 \qquad (1)$$

Для получения уравнения (1) в натуральных переменных использованы зависимости:

$$x_1 = \frac{h - h_{iii}}{\Delta h} = \frac{h - 0{,}85}{0{,}75}; \qquad x_2 = \frac{Å - Å_{iii}}{\Delta Å} = \frac{Å - 5{,}15}{1{,}35}; \qquad (2)$$

Уравнение в натуральных переменных имеет вид:

$$y(h, E) = 20{,}88 + 9{,}1 \cdot h + 1{,}77 \cdot E - 1{,}24 \cdot h \cdot E \text{ , дБА} \qquad (3)$$

В качестве примера, если подставить в полученное уравнение по верхнему (максимальному) уровню h=1,6мм; E=6,5МПа, тогда y_{max}=33,93 дБА, а если подставить в полученное уравнение по нижнему (минимальному) уровню 0,1 мм; E=3,8 МПа, тогда y_{min}= 28,03 дБ. График и уравнения регрессии (1) приведены на рисунке 4.

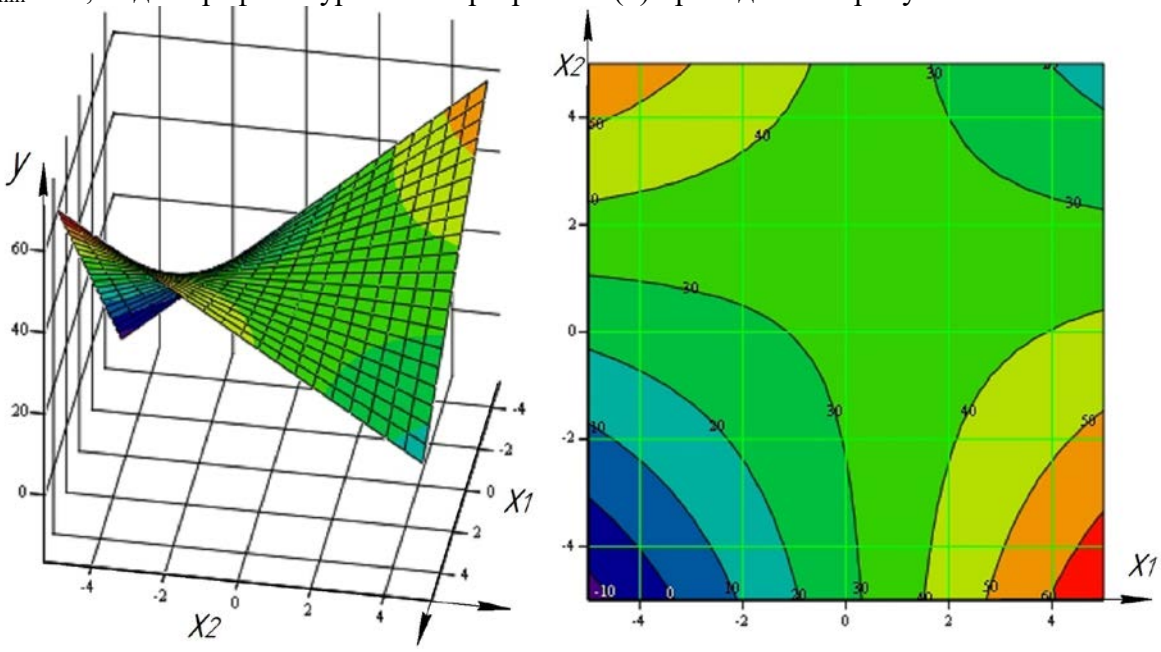


Рис.4. Графическая интерпретация уравнения регрессии (1)

Анализ многофакторной модели (1) и ее графической интерпретации показал, что при резании продуктов на уровень звука наиболее существенное влияние оказывает толщина ножа и в меньшей степени модуль упругости, с возрастанием этих факторов уровень звука увеличивается в исследуемом диапазоне варьирования переменных факторов. Парное взаимодействие факторов x_1 и x_2 положительно сказывается на величину излучаемого звука. Вместе с тем, наблюдается и область минимальных значений уровня звука при резании данного продукта, если $x_1=1\times10^{-3}$ м и x_2=1,7 мПа.

Заключение

1. При резании пищевых продуктов происходит излучение звука с изменением звукового давления в диапазоне от 15 до 45 дБ в октавных полосах частот и от 23 до 37 дБА по уровню звука.

2. Установлено влияние толщины режущего ножа и модуля упругости продукта на акустические параметры процесса, а также получена его многофакторная модель.

3. Наибольшие уровни звукового давления, создаваемого от взаимодействия режущего инструмента с пищевым продуктом, возникают на низких частотах, на средних частотах уровень снижается, на высоких частотах - могут возрастать для продуктов с низким модулем упругости или оставаться стабильными для продуктов с высокими модулями упругости. На параметры акустического процесса при резании пищевых продуктов влияет толщина лезвия и модуль упругости продукта. Получена математическая зависимость этого влияния для продукта с наибольшим модулем упругости (морковь). Наиболее значимым фактором оказалась толщина лезвия. Установлена область переменных факторов с минимальным уровнем звукового давления.

Список литературы

1. Иванов Н.И., Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – 3-е изд. переаб. и доп. – М.: Лотос, 2013. – 432 с.

2. Заплетников И.Н., Виброакустика оборудования пищевых производств: монография / И.Н. Заплетников. – Харьков: Изд-во НТМТ, 2015. – 542 с. ISBN 978-617-578-223-1.

3. Заплетников И.Н., Расчет и трансформация шумовой характеристики пищевого оборудования [монография] / И.Н. Заплетников, И.С. Севаторова. – Харьков: ФЛП Мезина В.В., 2017. – 242 с.

4. Заплетников И.Н., Экологический мониторинг измельчительного оборудования предприятий питания / И.Н. Заплетников, А.К. Пильненко, О.Д. Квилинский, С.М. Савченко// Noise. Theory and practice: Научный журнал Балт. гос. техн. ун-т "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова. – СПб: БГТУ "ВОЕНМЕХ", 2018. – Вып. 4. – №3. – С. 30–35.

5. Zapletnikov I.N., The functions of transmission of technological machines vibroacoustic systems / I.N. Zapletnikov, A.A. Shubin, Y.V. Zhidkov// Tne 17th International Congress on Sound and Vibration, 18-22 July 2010. – 2010, p. 952-956.

6. Заплетников И.Н., Снижение шума и вибрации овощерезательных машин / И.Н. Заплетников, А.К. Пильненко, А.В. Гордиенко, И.С. Севаторова// «Защита от повышенного шума и вибрации»: сб. докл. V Всерос. научн.-практ. конф. с междун. участ., 18-20 марта 2015г. – СПб: 2015. – С. 193–199. ISBN 978-5-91753-100-7.

7. Заплетников И.Н., Машины для нарезания пищевых продуктов [монография]/ И.Н. Заплетников, А.К. Пильненко. – Донецк: ДонНУЭТ, 2014. - 316 с.

8. Заплетников И.Н., Процессы излучения звука при резании пищевых продуктов / И.Н. Заплетников, А.К. Пильненко // Noise. Theory and practice: Научный журнал Балт. гос. техн. ун-т "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова – СПб: БГТУ "ВОЕНМЕХ", 2015. – Вып. 1. – №2. – С. 2–9.

9. Пильненко А.К., Экспериментальные исследования излучения звука при резании пищевых продуктов / А.К. Пильненко, И.Н. Заплетников// «Повышение эффективности процессов и аппаратов химической и смежных отраслей промышленности»: сб. науч. труд. междун. научно-технич. конф., 8-9 сентября 2016 г. – Москва: ФГБОУ ВО «МГУДТ», 2016. – Т.2. – С. 344-349.

УДК 534
OECD 01.03.AA

Исследование взаимовлияния призматических резонаторов Гельмгольца

Писарев П. В.[1*], Аношкин А.Н.[2], Максимова К. А.[3]
[1] к.т.н., Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия
[2]Профессор,д.т.н., Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия
[3]Аспирант, Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия

Аннотация

В рамках данной работы сформулированы физическая и математическая модели прогнозирования акустических свойств призматических резонаторов Гельмгольца (ячеек звукопоглощающих конструкций), найдено распределение акустических давлений внутри канала и в резонаторах, установленных на боковой стенке канала. Осуществлен расчет коэффициента потери акустического давления волны на выходе из канала для группы призматических резонатор одинакового и различного объема для монохроматической звуковой волны в диапазоне частот 1500-3000 Гц. Подтверждена гипотеза о снижении акустической эффективности группы близко расположенных призматических резонаторов одинакового объема. Выявлены закономерности и основные механизмы взаимовлияния резонаторов призматической формы.

Ключевые слова: резонаторы Гельмгольца, взаимовлияние, численное моделирование, призматические резонаторы, ЗПК, акустическая эффективность.

Investigation of the interaction of prismic Helmholtz resonators

Pisarev P.V.[1], Anoshkin A.N.[2], Maksimova K.A.[3]*
[1]k.t.s, Perm national research polytechnic university, Perm, Russia
[2] Professor, Perm national research polytechnic university, Perm, Russia
[3]Postgraduate, Perm national research polytechnic university, Perm, Russia

Abstract

In this work, the physical and mathematical models for predicting the acoustic properties of Helmholtz prismatic resonators (cells of sound-absorbing structures) are formulated, the distribution of acoustic pressures inside the channel and in the resonators installed on the side wall of the channel is found. The coefficient of acoustic pressure loss at the exit from the channel is calculated for a group of prismatic resonators of the same and different volume for a monochromatic sound wave in the frequency range 1500-3000 Hz. The hypothesis of a decrease in the acoustic efficiency of a group of closely spaced prismatic resonators of the same volume was confirmed. The regularities and basic mechanisms of interaction of resonators of a prismatic form are revealed.

Key words:*Helmholtz resonators, mutual influence, numerical simulation, prismatic resonators, ZPK, acoustic efficiency.*

Введение

В настоящее время экология авиационного транспорта стала второй по актуальности проблемой, выделяемой Международной организацией гражданской

[*]*Автор корреспондент: pisarev85@live.ru (Писарев П.В.)*

авиации (ИКАО), уступая первое место только безопасности полетов. Одной из доминирующих составляющих вредного воздействия авиации на окружающую среду является шум на местности, создаваемый воздушными судами. Одним из наиболее эффективных способов снижения шума авиационных двигательных установок является включение в её состав звукопоглощающих конструкций (ЗПК) [1]. ЗПК представляют собой совокупность резонаторов Гельмгольца, выполненных в виде сотовой конструкции из полимерных композиционных материалов.

Прогнозирование акустических характеристик резонаторов Гельмгольца и повышение эффективности широкополосного шумоподавления является предметом исследований многих отечественных и зарубежных авторов. Известны работы [2-5] в которых рассмотрены различные модификации резонаторов Гельмгольца. Например, резонаторы Гельмгольца со спиральной и удлиненной горловиной [2, 5], двойной резонатор Гельмгольца, образованный парой горловины и полости [3], парные резонаторы Гельмгольца, в которых мембрана использовалась в качестве общей боковой стенки для соединения двух резонаторных полостей [4]. Проблема эффективности широкополосного шумоподавления была решена путем комбинирования нескольких различных резонаторов Гельмгольца с различными резонансными частотами [6-8].

Особый интерес представляют исследования взаимодействия групп резонаторов и их совместной работы. Так, например, в работе [9] проведены исследования взаимовлияния 2 и более цилиндрических резонаторов. В работе [10] проведено численное исследование взаимовлияния близко расположенных цилиндрических резонаторов. Определены оптимальные расстояния между резонаторами, а также геометрические характеристики горла.

Вместе с тем для выбора более эффективной конструкции ЗПК, возникает необходимость в исследовании свойств отдельно взятой ячейки и их совместной работы. В связи с этим проведение численных и экспериментальных исследований акустических процессов в модельных каналах для разработки эффективных звукопоглощающих авиационных конструкций является актуальной задачей.

Цель настоящей работы заключается в повышении эффективности шумоглушения в конструкциях современных авиационных двигателей через совершенствование сочетаний резонаторов Гельмгольца на основе уточненного численного математического моделирования взаимодействия монохроматической акустической волны в канале с одной или несколькими резонансными ячейками с комплексным учетом многих геометрических параметров ячеек, в частности: размеров и форм камеры и с учетом влияния расстояния между ячейками на их взаимодействие при численном расчете существенно неоднородного поля акустических давлений в канале с одной или несколькими резонансными ячейками и расчете коэффициента потери акустического давления волны на выходе из модельного канала.

1. Численная модель

В рамках проведенных вычислительных экспериментов исследовалось взаимовлияние резонаторов призматической формы. Осуществлялся расчет величины демпфирующего эффекта, производимого резонаторами Гельмгольца при совместной работе, в диапазоне рабочих частот 1500-3000 Гц на основе численного решения уравнения Гельмгольца [11].

Для проведения исследования взаимовлияния были разработаны три типа геометрических моделей. Геометрическая модель М1. Содержит призматический резонатор, со следующими геометрическими характеристиками: высота резонатора 30 мм, длина стороны гексагона 5 мм, диаметр горла 2 мм и высота горла 1 мм. Модели группы М2 содержат пары резонаторов, удаленных друг от друга. Расстояние между резонаторами задавалось через расстояния между осевыми линиями (Δl), проходящими

через центр горла резонаторов и принималось равным 9, 20 и 45 мм. Все модели группы М3 содержат базовый резонатор и второй резонатор отличного от базового объема (объем задавался как 1/2, 1/3, 2/3 от объема базового резонатора). Общий вид геометрических моделей группы М1-3 представлен на рисунке 1.

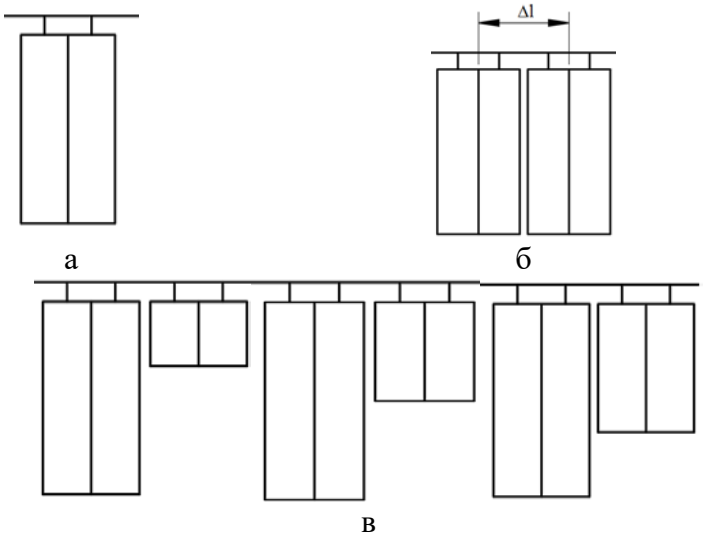


Рис. 1. Геометрические характеристики моделей: а - М1; б - М2; в - М3.

Для лучшей сходимости решения и снижения погрешностей получаемых результатов применялась расчетная сетка, ячейки которой имеют форму, близкую к форме равностороннего тетраэдра. Максимальный размер элемента определялся как N_{max} =343[m/s]/6[кГц]/10=0,0057 м., минимальный размер элемента принимался N_{min}= 0,001м, общее количество элементов составило 600 тысяч элементов (рисунок 2). Помимо прочего при измельчении сетки избегались резкие отличия геометрических размеров соседних ячеек – линейные размеры соседних ячеек не отличаются более, чем в 2 раза [13].

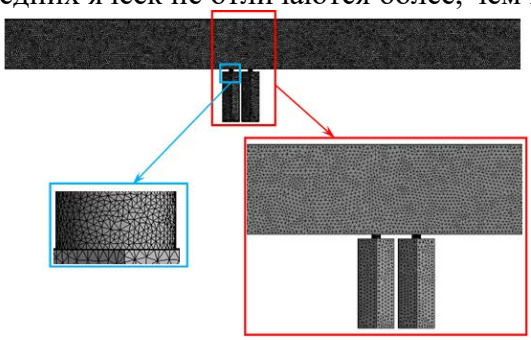


Рис. 2. Сеточная модель.

Учитывалось, что численный эксперимент считается сошедшимся, в том случае, когда результат численного моделирования не изменяется при дальнейшем измельчении конечно-элементной сетки [14].

Решение поставленной задачи осуществляется посредством решения уравнения Гельмгольца (2):

$$-\nabla \cdot \left(\frac{\nabla P}{\rho_0}\right) - \frac{\omega^2}{\rho_0 c^2} P = 0, \qquad (2)$$

где P - начальное давление в расчетной области (1 атм.), ω=2πν- собственная частота резонатора, ρ_0 -плотность воздуха, с-скорость звука в среде, ν - частота сигнала на входе.

Схема задаваемых, в численном расчете граничных условий приведена на рис. 3.

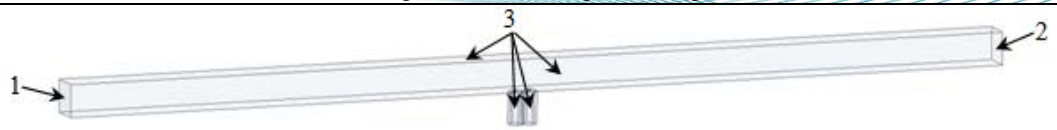


Рис. 3. Схема граничных условий, где: 1- волна на входе; 2 - волна на выходе; 3 - жесткая стенка.

Волна на входе задавалась в виде гармонической волны давления с амплитудой P_0 [14]:

$$\mathrm{n}\cdot\left(\frac{\nabla P}{\rho_0}\right)=\frac{\mathrm{i}\omega}{\rho_0 \mathrm{c}}P-\frac{2\,\mathrm{i}\omega}{\rho_0 \mathrm{c}}P_0. \tag{3}$$

Волна на выходе:

$$\mathrm{n}\cdot\left(\frac{\nabla P}{\rho_0}\right)=\frac{\mathrm{i}\omega}{\rho_0 \mathrm{c}}P_0. \tag{4}$$

Граничное условие стенка (жесткая стенка):

$$\mathrm{n}\cdot\left(\frac{\nabla P_0}{\rho_0}\right)=0. \tag{5}$$

Определение коэффициента потери [15, 16]:

$$\mathrm{TL}=10\log\left(\frac{P_{\mathrm{in}}}{P_{\mathrm{out}}}\right), \tag{6}$$

где:

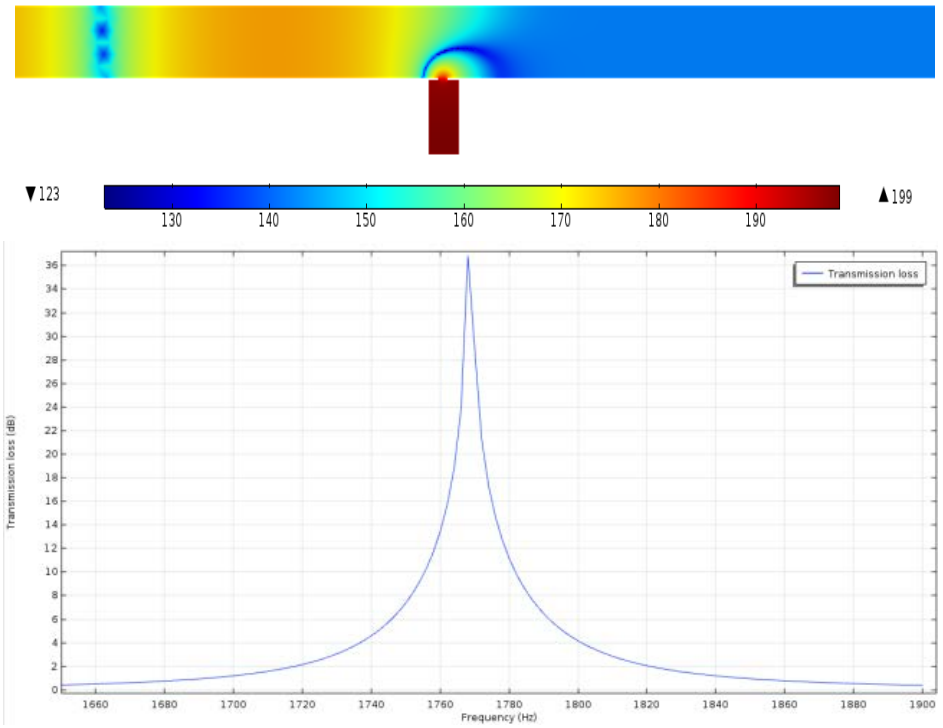
$$P_{\mathrm{in}}=\int_{\partial\Omega}\frac{\mathrm{p}_0^2}{2\rho \mathrm{c}_\mathrm{s}}\mathrm{dA}, \tag{7}$$

$$P_{\mathrm{out}}=\int_{\partial\Omega}\frac{|\mathrm{p}_\mathrm{c}^2|}{2\rho \mathrm{c}_\mathrm{s}}\mathrm{dA}. \tag{8}$$

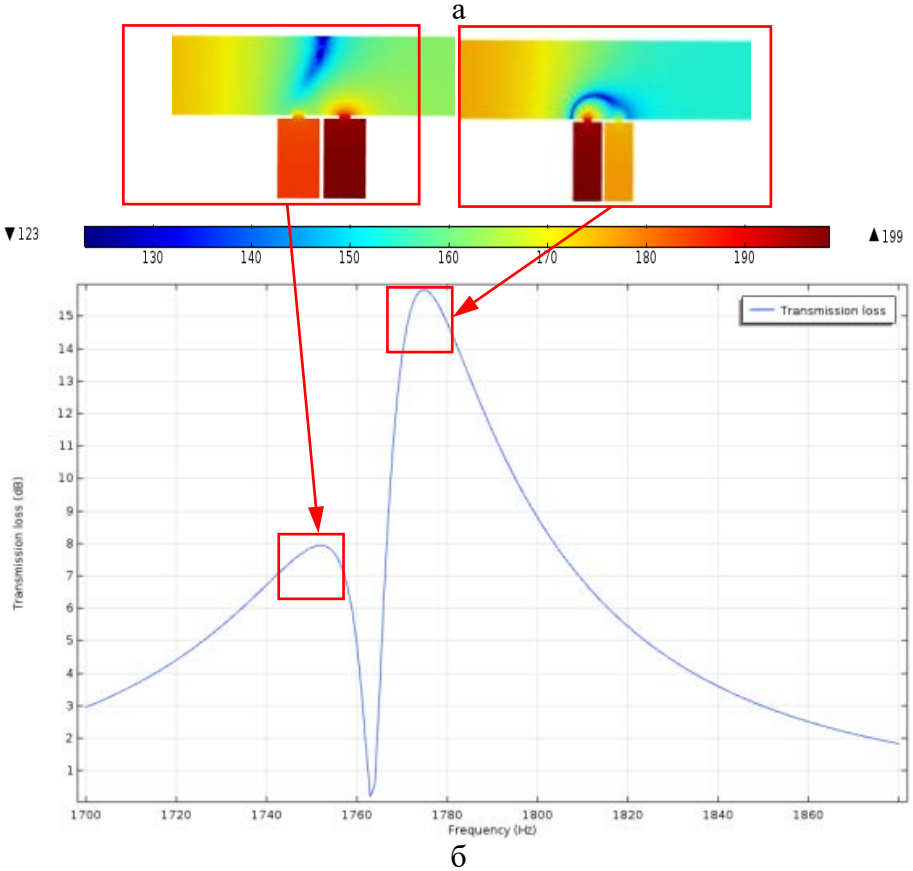
Верификация представленной математической модели была проведена на примере ЗПК с сотовыми ячейками и приведена в [17].

2. Расчет акустической эффективности

По результатам вычислительных экспериментов были получены зависимости коэффициента потери акустического давления (TL) от частоты, а также распределение полей акустического давления. При рассмотрении результатов численных экспериментов, полученных по моделям группы М 1-2, выяснилось, что наибольшее значение коэффициента потери акустического давления (TL) у геометрии М1 равное 37 Дб при резонансной частоте 1765 Гц для модели М2 $\mathrm{Tl}_{\max}$ = 17 Дб при совместной резонансной частоте составного резонатора 1770 Гц (рис. 4).



а

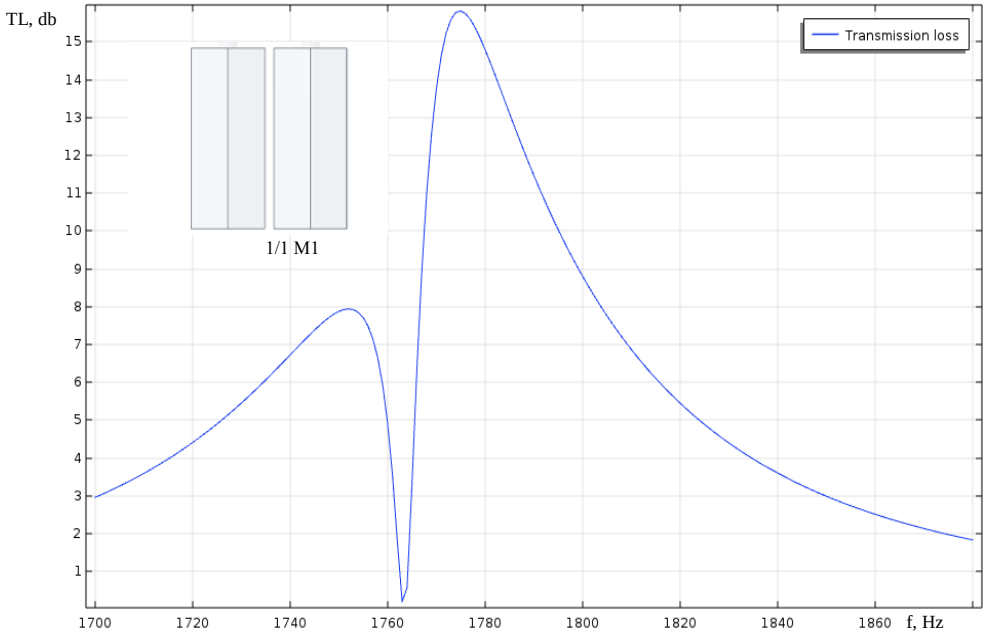


б

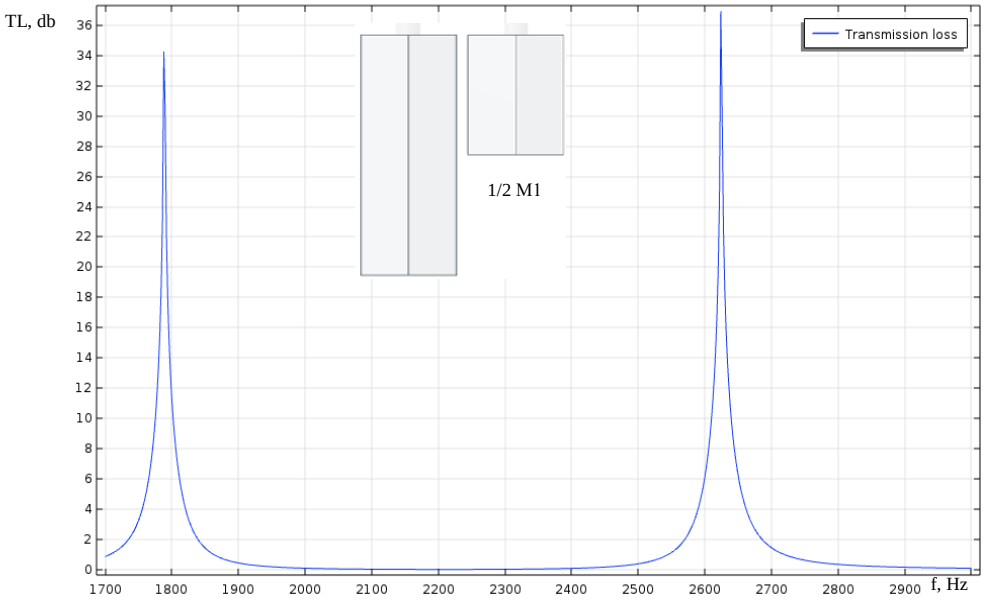
Рис. 4. Поля распределения акустического давления по продольному сечению С-С модельного канала (район резонатора) и графики зависимости акустической эффективности от собственной частоты резонатора для расчетного варианта: а -М1, б - М2.

Анализ полученных результатов выявил, что акустическая эффективность пары резонаторов при совместной работе значительно ниже, чем у одиночного резонатора.

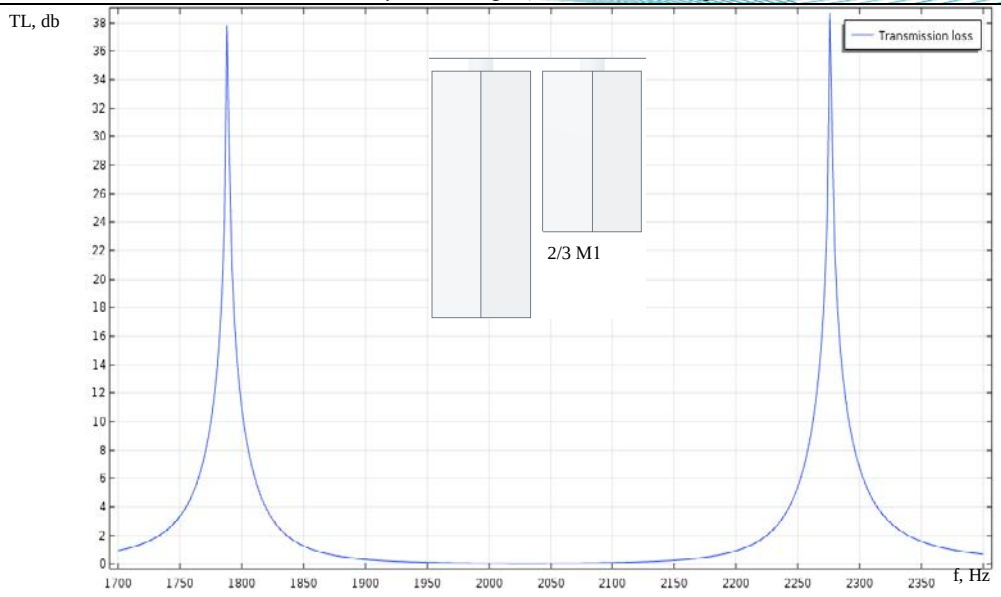
Для выявления наиболее эффективных комбинаций призматических ячеек с разными объемами были проведены численные эксперименты с использованием модели группы М3. Полученные результаты представлены на рис. 5.



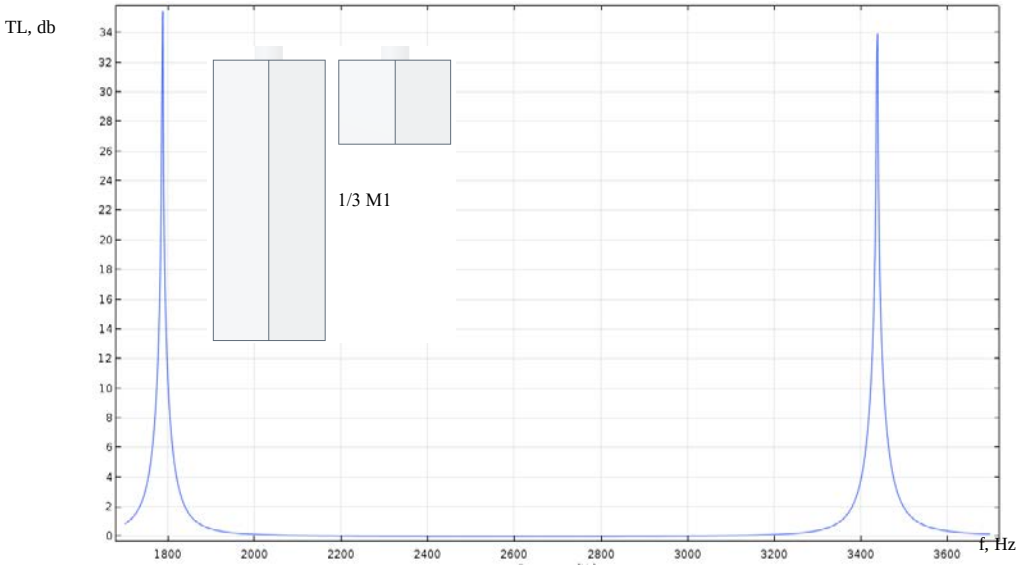
а



б



в



г

Рис. 5. Численное исследование взаимовлияния призматических резонаторов различного объема.

Анализ полученных результатов выявил, что для всех базовых резонаторов геометрических моделей М3 наблюдается акустическая эффективность не ниже, чем у единичного. Определено, что при совместной работе ячеек разного объема отсутствует снижение акустической эффективности для обоих резонаторов группы. Установлена комбинация резонаторов при которой наблюдается максимальная акустическая эффективность - это резонатор, содержащий базовый резонатор и вспомогательный резонатор с объемом 2/3 от объема базового резонатора. Выявлено, что на эффективность совместной работе резонаторов влияет объем и форма. Стоит отметить, что при совместной работе резонаторов различного объема повышается не только эффективность "базового" резонатора, но и повышается широкополосность группы.

Заключение

В рамках данной работы проведен численный расчет акустической эффективности призматических резонаторов при их совместной работе. Выявлено взаимовлияние призматических резонаторов, которое приводит к существенному снижению акустической эффективности группы. Предложено рассмотреть сочетание

резонаторов различной формы, что позволит с одной стороны уменьшить взаимовлияние резонаторов на их совместной частоте, а с другой стороны позволит увеличить широкополосность группы резонаторов. Подтверждена гипотеза о снижении акустической эффективности группы призматических резонаторов. Обнаружено, что при совместной работе резонаторов различного объема повышается эффективность "базового" резонатора, а также повышается широкополосность группы. Выявлены эффективные комбинации резонаторов.

Исследование выполнено в Пермском национальном исследовательском политехническом университете при поддержке Российского научного фонда (проект № 18-79-00295).

Список литературы

1. Захаров А.Г., Аношкин А.Н., Паньков А.А., Писарев П.В. Акустические резонансные характеристики двух- и трехслойных сотовых звукопоглощающих панелей // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическаятехника. – 2016. – № 46. – С. 144-159.

2. Cai C., Mak C.M., Shi X. An extended neck versus a spiral neck of the Helmholtz resonator // Appl. Acoust. - 2017. - № 115. - p. 74–80.

3. Xu M.B., Selamet A., Kim H. Dual Helmholtz resonator // Appl. Acoust. - 2010. - №71. - p.822–829.

4. Griffin S., Lane S.A., Huybrechts S. Coupled Helmholtz resonators for acoustic attenuation // J Vib. Acoust. - 2001. - № 123. - p.11–7.

5. Shi X., Mak C. M. Helmholtz resonator with a spiral neck // Applied Acoustics. – 2015. - № 99. – p. 68–71.

6. Seo S.H., Kim Y.H. Silencer design by using array resonators for low-frequency band noise reductio // J Acoust. Soc. Am. - 2005. - № 118(4). - p. 2332–2338.

7. Wu D., Zhang N. The improvement on noise attenuation performance of a ductresonator system. J Asian Archit Build 2017;16(3):669–74.;

8. Tang S.K. Narrow side-branch arrays for low frequency duct noise control // J Acoust. Soc. Am. - 2012. - № 135. - p. 3086–3097.

9. Li D., PhD Thesis, University of Pittsburgh, USA 2003.

10. Mahmud Md. A., Hossainb Md. Z., Islamc Md. S., Morshedd Mir Md. M. Noise attenuation by two one degree of freedom Helmholtz resonators // Global Science and Technology Journal. -2015. - № 3(1). - p. 1 – 9.

11. Писарев П.В., Паньков А.А., Аношкин А.Н. Анализ влияния формы резонатора Гельмгольца на акустическое давление в модельном канале // Тезисы докладов Четвертой открытой Всероссийской конференции по аэроакустике. - Москва: Издат. отд. ЦАГИ, 2015. - С. 81-82.

12. Duben A.P., Kozubskaya T.K., Korolev S.I., Maslov V.P., Mironov A.K., Mironova D.A., Shakhparonov V.M. Acoustic flow in the resonator throat: Experiment and computational modeling // Acoustical Physics. - 2012. - № 58(1). - p. 80-92.

13. Комкин А.И., Миронов М.А., Юдин С.И. Собственная частота резонатора Гельмгольца на стенке прямоугольного канала // Акустический журнал. - 2014. - т. 60, № 2. - с. 145-151.

14. Myers M.K., On the Acoustic Boundary Condition in the Presence of Flow // J. Sound &Vib. - 1980. - № 71(3). - p. 429- 434.

15. Pisarev P.V., Anoshkin A.N., Pan'kov A.A. Effect of neck geometry of resonance cells on noise reduction efficiency in sound-absorbing structures // AIP Conference Proceedings. - 2016. - Vol. 1770. - 030119.

16. Писарев П.В., Паньков А.А., Аношкин А.Н. Анализ акустического давления в модельном канале с резонатором Гельмгольца цилиндрической формы //

Математическое моделирование в естественных науках: материалы XXIV Всерос. шк.-конф. молодых ученых и студентов. -2015. - № 1. - с. 354-357.

17. Anoshkin A.N., Pisarev P.V., Maksimova K.A. Investigation of the influence of perforation parameters on the acoustic efficiency of sound-absorbing structures // MATEC Web Conf. - 2018. - № 224. - 04017.

УДК 628.517, 371.3
OECD 01.03.AA

Опыт формирования и реализации учебной программы дисциплины «Шумо и виброзащита» в ДВФУ

Сальникова Е.Н.[1*], Шпак Ю.В.[2]
[1]Доцент федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования Дальневосточный федеральный университет (ДВФУ), г. Владивосток, Россия
[2]Магистрант федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования Дальневосточный федеральный университет (ДВФУ), г. Владивосток, Россия

Аннотация

Дисциплина «Шумо и виброзащита» является одной из дисциплин специализации основной образовательной программы 12.03.01«Акустические приборы и системы», реализуемой в ДВФУ. Её введение в учебный план обусловлено потребностями Дальневосточного федерального округа в специалистах в области измерения и снижения уровней шумности судостроительного и судоремонтного производства, мониторинга шумового загрязнения окружающей среды, шумо и вибродиагностики. В докладе представлена тематика курсовых и выпускных квалификационных работ студентов, посвященных оценке акустических характеристик отдельных районов города, измерению шумовых характеристик оборудования, разработке технических решений по снижению шумовой нагрузки, расчету звукоизолирующих ограждающих конструкций, учебных лабораторных установок для исследования вибропоглощающих материалов и звукоизолирующих конструкций, а также результаты исследований влияния шума на физиологические показатели человека.

Ключевые слова: шумы, вибрации, учебная дисциплина, шумовая нагрузка.

Experience in the formation and implementation of the curriculum of the discipline "Noise and vibration protection" in FEFU

Salnikova E.N.[1], Shpak Y.V.[2]*
[1]Docent, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia
[2] Magistrant, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia

Abstract

Noise and vibration protection discipline is one of the main subjects of the educational program 12.03.01 Acoustic devices and systems, offered in FEFU. Its input in the educational curriculum is necessitated by the requirement of the Far Eastern Federal District of the specialists in the field of the measurement and reduction of the noise level. For example, of the shipbuilding and ship-repairing industry, noise pollution monitoring, noise and vibration-based diagnostics. This report provides course topics and graduation thesis of the FEFU students. Their work focuses on the city's districts estimation of the acoustic characteristics, machines' noise characteristics measurement, development of the technical approaches to the noise load, estimation of the sound-insulating enclosing-structures, educational laboratory units for vibration absorbing materials and soundproof structures, and also results of the noise influence on people's physiologic metrics.

Key words: *noise, vibration, academic discipline, noise load.*

[*]*Автор корреспондент: en_salnikova@mail.ru (Сальникова Е.Н.)*

Введение

Развитие Дальневосточного федерального округа, создание мощного судостроительного и судоремонтного кластера, возрастающие требования населения к комфортным условиям труда и отдыха вызывают рост потребности в специалистах в области измерения и снижения уровней шумности, мониторинга шумового загрязнения окружающей среды. Подготовка такого рода специалистов проводилась ранее в Дальневосточном политехническом институте (ДВПИ-ДВГТУ), а с 2013 года – в Дальневосточном федеральном университете в рамках реализации нескольких образовательных программ.

1. Формирование рабочей программы учебной дисциплины «Шумо и виброзащита»

В соответствии с рабочим учебным планом на изучение дисциплины «Шумо и виброзащита» отведено 4 зачетных единиц (з.е.), или 144 час, из них на лекционный курс и на цикл лабораторных работ отведено по 0,5 з.е., на практические занятия 1 з.е., 2 з.е. на самостоятельную работу студентов. Дисциплина изучается в 7 семестре, учебный план предусматривает выполнение курсовой работы. Целью изучения дисциплины является изучение источников возникновения шума и вибрации (Ш и В) и освоение комплекса мер по снижению уровней шума и вибрации до допустимых значений. После изучения дисциплины студенты должны знать основные источники Ш и В современных машин и оборудования, транспорта; методы борьбы с Ш и В в источнике; физические закономерности и соотношения, характеризующие распространение упругих колебаний в конструкциях и окружающей среде; владеть методами расчетов и проектирования звукопоглощающих, звукоизолирующих, виброизолирующих и вибродемпфирующих конструкций и систем с учетом действующих норм и стандартов; уметь выбирать типовые виброизоляторы для конкретных механизмов и приборов; рассчитывать собственные частоты колебаний ВИ системы, использовать стандартную терминологию. Согласно образовательному стандарту высшего образования ДВФУ в процессе работы над этой дисциплиной студенты 4 курса овладевают такими компетенциями как способность обрабатывать и представлять данные экспериментальных исследований; способность собирать, обрабатывать, анализировать и систематизировать научно-техническую информацию по тематике исследования; способность использовать нормативные документы в своей деятельности; способность к проведению измерений и исследования различных объектов по заданной методике. Для формирования вышеуказанных компетенций большая часть учебного времени и самостоятельной работы направлена на изучение нормативной документации, устанавливающей допустимые уровни звука и вибрации, регламентирующей проведение акустических измерений шума и вибраций; получение навыков проведения таких измерений, а также владение методами расчета звуко- и виброизолирующих конструкций, применения звукопоглощающих и вибропоглощающих материалов для уменьшения уровня шумовой и вибрационной нагрузки.

2. Реализация программы дисциплины

Основные разделы лекционного курса рассматривают физические и физиологические характеристики шума и вибрации, их воздействие на человека и нормирование, источники шума, основы акустических измерений, принципы инженерных расчетов звуковых характеристик в открытом пространстве и помещениях, принципы и методы расчета инженерных мероприятий по снижению шума и вибрации до допустимых значений. При изучении нормативной документации студентам предлагается обратить

внимание на необходимость критического анализа представленной в Интернет источниках информации, отмечая статус изучаемого документа, а также верификацию источника.

Выполнение цикла лабораторных работ закрепляет навыки проведения измерения акустических характеристик. В ДВФУ используется как стандартное оборудование – шумомеры виброметры 1 класса SVAN, акустический калибратор SV30A, стандартные лабораторные установки РОСУЧПРИБОРа по измерению звукоизоляции перегородок, исследованию виброизоляции прокладок и пружин – так и учебные макеты, разработанные с использованием специализированного оборудования компании National Instruments для построения систем многоканального сбора данных на основе многофункционального устройства USB-6361. Измерения шума проводятся в помещениях кампуса и на территории ДВФУ с целью оценки акустической нагрузки. Местность, на которой расположен кампус, отличается разнообразным рельефом – здесь есть достаточно «гладкие» области – в частности, протяженная набережная, а также наблюдается значительный перепад высот (что вообще характерно для всей территории Владивостока, расположенного на отрогах хребта Богатой Гривы Сихотэ-Алиня) между набережной и расположением основных корпусов университета. Разнообразен и характер растительности - от участков с травянистым покровом до протяженных лесных массивов. Выполнение акустических измерений на местности вызывают большой интерес студентов. Измерения выполняются по стандартным методикам, при обработке результатов измерений обязательно используются нормативные документы /1,2/. В целом акустические характеристики на территории рекреационной зоны полностью отвечают нормативным требованиям, однако вблизи отдельных учебных корпусов отмечаются участки с некоторым превышением санитарных норм для рекреационной зоны.

Практические занятия проводятся с использованием некоторых методов активного обучения – разбор конкретных ситуаций. В процессе выполнения курсовой работы студенты анализируют протоколы измерений реально существующих объектов, предоставленные акустическими лабораториями/отделами ряда промышленных предприятий и служб города в рамках соответствующих договоров о содружестве, и предлагают расчеты нескольких инженерных мероприятий для снижения уровней шума/вибрации до значений, не превышающих нормативных значений. Защита курсовых работ проводится в форме конференции.

Приобретенные навыки и умения успешно применяются при выполнении 2-4 выпускных квалификационных работ (ВКР), выполняемых ежегодно по данной тематике. На рис. 1,2 представлены фрагменты ВКР по измерению уровней шума в отдельных районах города Владивостока, в том числе и территории кампуса ДВФУ, и составлению макета карты шума.

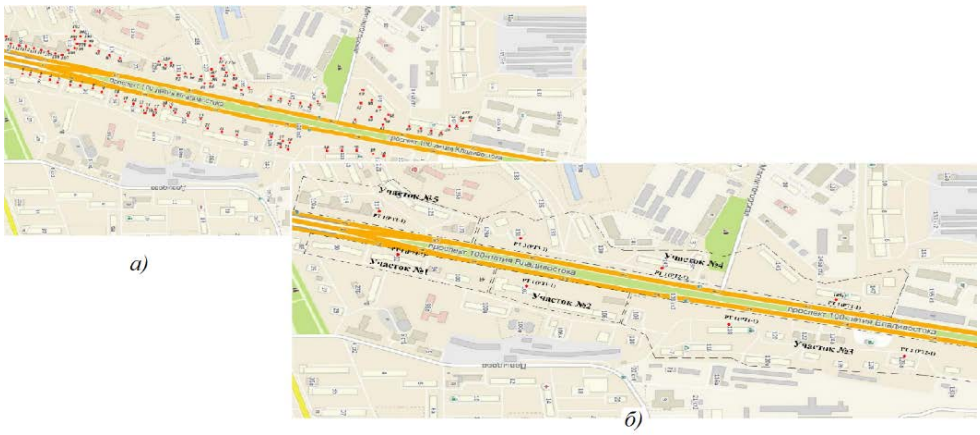


Рис. 1. Фрагмент ВКР Корчака А.В. «Снижение уровня шума на территории жилой застройки». План-схема территории: а) – с обозначением точек проведения измерений; б) с обозначением деления территории на участки

Проводились работы по исследованию влияния рельефа местности и характера растительности на формирование акустического поля. Экспериментальные измерения спада уровня звукового давления на местности с перепадом высот показали довольно сильные отличия от расчетных значений по /3,4/. Выполнялись работы по вибродиагностике автомобилей, по снижению шума авто внутри салона, за счет использования вибропоглощающих материалов. Ряд студенческих исследований связаны с влиянием шумов повышенного уровня, звуков различного характера на некоторые физиологические показатели человека, на изменение времени реакции. Результаты этих исследований представлены в сборниках региональных студенческих научно-практических конференций 2014-2018гг.

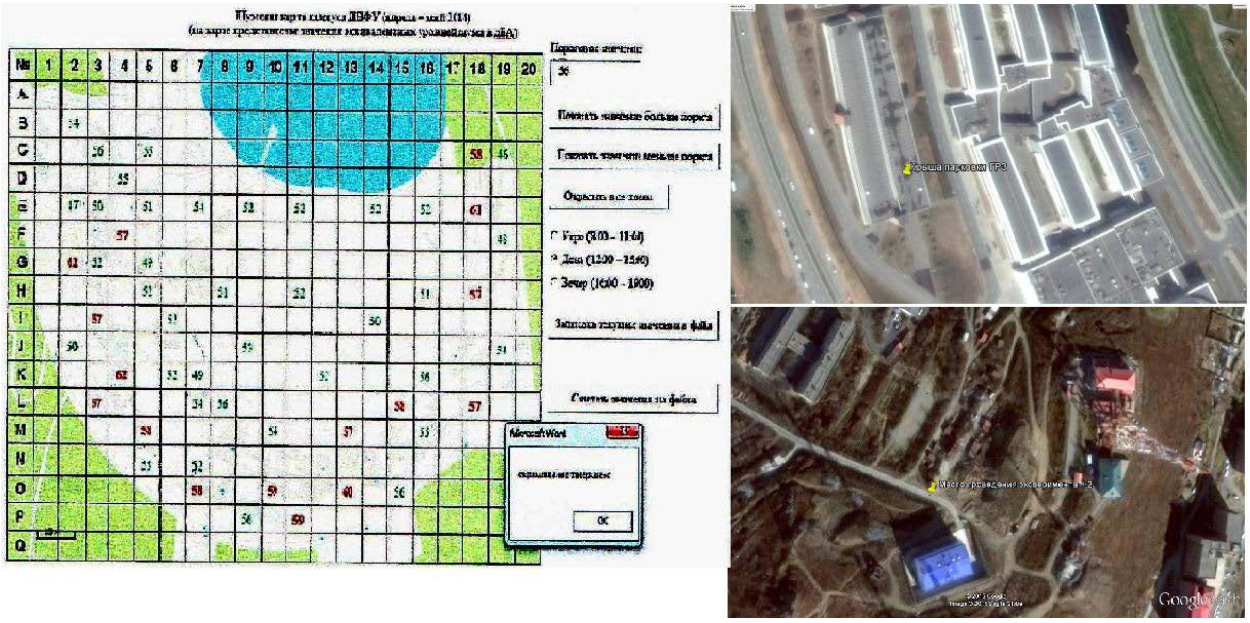


Рис. 2. Фрагменты ВКР Бош А.А. «Карта шума кампуса ДВФУ», Матвиенко М.Г. «Моделирование распространения звука на местности со сложным рельефом»

Заключение

Выпускники данного направления подготовки востребованы на предприятиях ДФО, таких как ОАО «ДВЗ Звезда», АО «Центр судоремонта Дальзавод», ПАО «Дальприбор», АО «Восточная верфь», а также предприятиях малого бизнеса, занимающихся вопросами шумо и виброзащиты.

Список литературы

1. ГОСТ Р ИСО 9612-16. Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека.

2. ГОСТ 34100.3-2017. Неопределенность измерения. Ч.3.Руководство по определению неопределенности измерения.

3. ГОСТ 31295. Шум Затухание звука при распространении на местности. Часть1. Расчет поглощения звука атмосферой. Часть 2 Общий метод расчета.

4. ГОСТ Р 56234-2014 Акустика. Программное обеспечение для расчетов уровня шума на местности. Требования к качеству и критерии тестирования.

УДК 331.451
OECD 03.03.NE, 01.03.AA

Применение индивидуальной мобильной шумозащитной кабины на рабочем месте оператора линии розлива

Никулин А.Н.[1*]
[1]Доцент, Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Произведенная оценка состояния условий труда работников пищевой промышленности показывает, что каждый третий работник (из более чем 240 тыс. человек) занят на работах с вредными и (или) опасными условиями труда. Наибольшее влияние на работников оказывает производственная среда с воздействием шума, ультразвука воздушного, инфразвука и микроклимата, а также выражена тяжесть трудового процесса. На примере цеха розлива алкогольной продукции Белебеевского спиртоводочного комбината автором рассмотрены пути снижения вредного воздействия производственных факторов на операторов линий розлива, класс условий труда которых соответствует вредному – 3.2 (эквивалентный уровень звука составляет 86дБА). Выполнен анализ разработанных руководством предприятия организационно-технологических решений и предложены пути их совершенствования. Разработана концепция и технические решения по организации на рабочем месте оператора линии розлива индивидуальной мобильной шумозащитной кабины (ИМШК). Представлены результаты расчета звукоизолирующих свойств, предлагаемых к использованию конструкций для изготовления ИМШК, результаты экспериментальных исследований. Расчётные значения показывают снижение уровня звукового давления во всем диапазоне частот от 1 до 24 дБ. Представлено расчетное время нахождения работников в ИМШК в зависимости от условий работы, что на практике позволит снизить вероятность развития профессиональных заболеваний у операторов линии розлива.

Ключевые слова: шум, производство, кабина, экран, охрана труда, звукоизоляция, звукопоглощение.

Using individually mobile noise protection cabin at the workplace of the bottling line operator

Nikulin A.N.[1*]
[1]*Associate Professor, Saint Petersburg Mining University, Saint-Petersburg, Russia*

Abstract

The assessment of the working conditions of food industry workers shows that every third worker (more than 240 thousand people) is employed in jobs with harmful and (or) dangerous working conditions. The greatest influence on workers is exerted by the working environment with exposure to noise, ultrasound air, infrasound and microclimate, as well as the severity of the labor process. On the example of the bottling department of alcoholic beverages of the Belebeevsky alcohol and vodka factory, the authors considered ways to reduce the harmful effects of production factors on bottling line operators, whose class of working conditions corresponds to harmful - 3.2 (The equivalent sound level is 86 dBA). The analysis of the organizational and technological solutions developed by the management of the enterprise and the ways of their improvement are proposed. A concept and technical solutions have been developed for organizing an individual mobile noise protection cabin (IMNPC) at the workplace of the bottling line operator. The results of the calculation of sound-proofing properties proposed for the use of structures for the manufacture of IMNPC, the results of experimental studies are presented. The calculated values show a decrease in the sound pressure level over the entire frequency range from 1 to 23.5 dB. The estimated time spent by workers at IMNPC depending on the working conditions is presented, which in practice will reduce the likelihood of development of occupational diseases among spill line operators.

Key words*: noise, production, cabin, screen, labor protection, sound insulation, sound absorption.*

[*]*Автор корреспондент: nikulin_an@pers.spmi.ru (Никулин А.Н.)*

Введение

Пищевая промышленность Российской Федерации одна из старейших отраслей промышленности, которая включает в себя все предприятия, отвечающие за переработку сельскохозяйственной продукции и производство продуктов питания.

Произведенная оценка состояния условий труда работников пищевой промышленности, на основании данных отчета “Труд и занятость в России - 2017 г.” Федеральной службы государственной статистики, показывает, что каждый третий работник (из более 240 тыс. человек) занят на работах с вредными и (или) опасными условиями труда. Наибольшее влияние на работников оказывает производственная среда с воздействием шума, ультразвука воздушного, инфразвука и микроклимата, а также выражена тяжесть трудового процесса.

Одним из предприятий спиртовой промышленности, отрасли пищевой промышленности, является Белебеевский спирто-водочный комбинат – филиал ОАО «Башспирт». На данном предприятии, по данным на 2017 год, трудится 428 человек, из них 144 человека, включая 104 женщины, заняты трудовой деятельностью во вредных условиях труда. Факторами производственной среды и трудового процесса, соответствующие вредным классам (подклассам) условий труда являются: шум, параметры микроклимата, параметры световой среды, аэрозоли преимущественно фиброгенного действия и тяжесть трудового процесса.

Основная группа работников комбината (около 50%) задействована в цехе розлива алкогольной продукции, в котором производственный процесс протекает в три смены. Общее количество рабочих мест – 15. За сутки через цех проходят 45 работников. Все работники цеха – женщины. Цех оснащен тремя линиями розлива и занимает площадь 750 м^2 (Рис. 1).

Рис. 1. Рабочее место оператора линии розлива алкогольной продукции

При передвижении стеклянной посуды по конвейеру, происходит соприкосновение сосудов, что приводит к высокому уровню звона (шума) в помещении. Также значительный вклад в шумовую нагрузку на оператора вносят аварийные остановки линии, систематически происходящие в течение смены, что является спецификой технологического процесса. Рабочие места операторов линий розлива алкогольной продукции представлены на Рис. 2 желтыми прямоугольниками.

Основными источниками шума являются аппараты 2, 3, 4, 5. Технологический процесс цеха розлива алкогольной продукции начинается с поставки бутылок по конвейеру из подвала, далее следуя по станциям от 1 до 5, одновременно по трем линиям. Соответственно в пункте 1 происходит ополаскивание бутылок, в пункте 2 осуществляется заполнение тары используемым сырьем, после этого на станции 3 производится закупорка бутылей, после чего на позиции 4 подготовленная продукция проходит инспекционную машину на выявление брака, следуя на позицию 5, где происходит наклейка этикеток и акцизных марок. После прохождения всех технологических ступеней, бутылки с готовой продукцией фасуют по ящикам, заклеивая скотчем, после чего они опускаются по конвейеру в отпускной цех, обозначенный на

схеме узким прямоугольником.

По итогам проведения специальной оценки условий труда рабочее место оператора линии розлива алкогольной продукции отнесено к классу вредности 3.2. Выявлено превышение предельно допустимого уровня шума - эквивалентный уровень звука составляет 86 дБА [1,2]. Тяжесть трудового процесса относится к вредному подклассу, так как 80% времени оператор проводит в положении стоя. Для защиты органов слуха работникам выдаются вкладыши противошумные 3М 1110 со шнурком и наушники марки 3М Peltor Optime I и 3М H510A-401-GU.

Рис. 2. План цеха розлива алкогольной продукции: 1 – автоматическая машина ополоски, 2 – автоматическая машина розлива, 3 – автоматическая машина укупорки, 4 – машина инспекционная, 5 - автомат этикетировочный

Отделом охраны труда и производственного контроля комбината реализован план трудоохранных мероприятий в целях снижения шума, создаваемого оборудованием линии розлива, включающего следующие позиции [3-7]:

- обеспечение безударного опускания бутылок на поверхность оборудования, при это используются устройства колокольчикового типа;
- безударное зацепление полумуфт, отвечающих за передвижение ящичного транспортера;
- обеспечение безударного фиксирования ящиков на транспортере;
- отвод отработанного воздуха в общую магистраль, снабженную пневматическим глушителем.

Снижение шума бутылкомоечной машины осуществлено посредством:

- производства соединения двигателя и насоса без промежуточной опоры и муфты;
- организации плавной выгрузки бутылок из гнезда бутылконосителя и постановки их на транспортер;
- размещения насосов, двигателей, трубопроводов и механических частей привода машины внутри корпуса, с предусмотренными открывающимися дверцами для обслуживания;
- производство загрузки и выгрузки бутылок в разных местах относительного рабочего места машины, с ограничением высоты падения бутылок при выгрузке;

Снижение шума разливо-укупорочного блока:

- подобраны параметры шнека и транспортирующих устройств для обеспечения

плавного захода бутылок в автомат без соударения.

Снижение шума транспортирующих устройств:

- разделительный носик, предназначенный для разделения бутылок, изготавливается из пластмассы;
- для исключения соударения тары в этой зоне расстояние между направлявшими организовано так, чтобы размещалось одинаковое число бутылок. Допускаемое отклонение – не более ¼ диаметра бутылки;
- для уменьшения шума в пунктах переноса бутылок ширина неподвижной пластины не должна быть не более 20 мм;
- для уменьшения силы трения пластину изготавливают из пластмассы при тщательном ее смазывании;
- в целях устранения столкновения бутылок максимальная скорость не должна превышать 0,2 м/с;
- в транспортерах используют ролики и подшипники, изготовленные из пластмассы;
- конструкция закруглений мест поворота транспортера имеет форму параболы.
- снижение шума этикетировочного автомата достигается изготовлением шнеков, звездочек и направляющих из пластмассы, и согласование их размеров.

1. Разработка индивидуальной мобильной шумозащитной кабины.

Разработанный и выполненный Комбинатом комплекс технических мероприятий по снижению шума на разных стадиях технологического процесса привел к положительным результатам, однако вредное шумовое воздействие по итогам специальной оценки рабочих мест в 2017 году сохранилось. С целью уменшения времени нахождения оператора линии розлива алкогольной продукции в условиях повышенного шума предлагается внедрить на рабочие места индивидуальную мобильную шумозащитную кабину (ИМШК), выполненную из звукоизолирующих материалов. Схематическое исполнение ИМШК представлена на Рис. 3 [8,9].

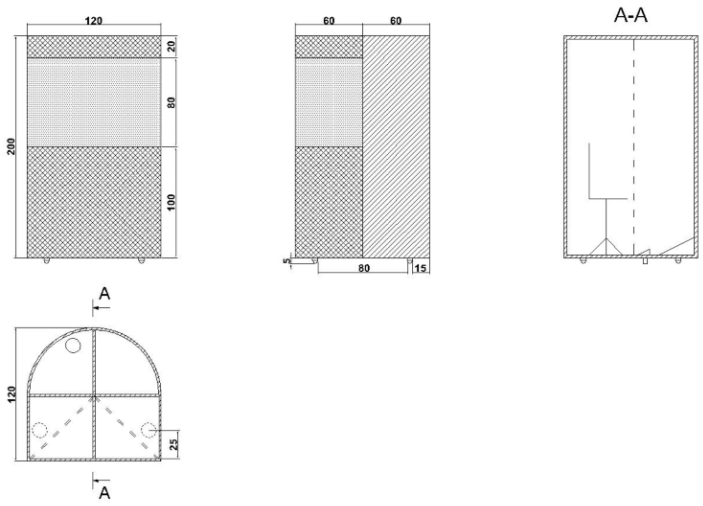


Рис. 3. Схема ИМШК

Данная кабина позволит не только снизить уровень воздействия шума на слуховой аппарат работника, но и значительно уменьшить нагрузки на опорнодвигательный аппарат, так как в ИМШК предусмотрено кресло.

Кабина представляет собой закрытое помещение размерам 2000х1200х1200 мм, площадью 1,3 м^2, оборудованная смотровым окном с углом обзора 180 градусов, высотой

800 мм и шириной 1900 мм.

Пол представляет собой многослойную конструкцию: лист алюминия толщиной 3 мм, поролон толщиной 25 мм, фанера толщиной 25 мм. Каркас конструкции – металлическая квадратная труба шириной 20 мм.

Окно выполнено из оргстекла толщиной 5 мм. Задняя стенка выполнена из фанеры толщиной 5 мм, обшитой поролоном – 25 мм, из такого же материала изготовлен потолок кабины. Для удобства входа и выхода из кабины, с обеих сторон предусмотрены проемы шириной в 600 мм, проемы закрыты дверьми, изготовленными из двух слоев фанеры 5 мм с заполнением. В двери имеется прозрачная вставка из оргстекла толщиной 5 мм. Для циркулирования воздуха в кабине, предусмотрены три вентиляционных выхода: первый выход располагается в потолке кабины, второй и третий в полу. Каждый из входов имеет изогнутый вид, снабженный звукоотражающими перегородками. Стоит отметить, что кабина располагается на пяти колесах для повышения мобильности и устойчивости, а также тормозным устройством, представленным в виде педали и резиновой колодки, для фиксации удобного рабочего положения. Согласно ГОСТ 12.2.032.-78 ССБТ сидячее рабочее место оборудовано пятиножным креслом с регулировкой высоты спинки с обивкой из теплорассеивающих материалов и оснащено подставкой для ног размерами 300×400×400 мм для правильной посадки работника и снижения воздействия на опорно-двигательный аппарат.

Расположение ИМШК предполагается таким образом, чтобы обеспечить проход между кабиной и стенкой (для 1 и 3 линий) или конвейером (для 2 линии) шириной не менее 1,5 метров. ИМШК не должна препятствовать обзору оператора и контролю технологического процесса [10-12].

2. Исследование звукоизолирующих свойств материалов

2.1 Методика исследования

Оценка звукоизолирующих свойств материалов проведена на экспериментальном лабораторном стенде кафедры безопасности производств (Рис. 4). Лабораторный стенд выполнен в виде закрытого ящика, поделенного на две камеры.

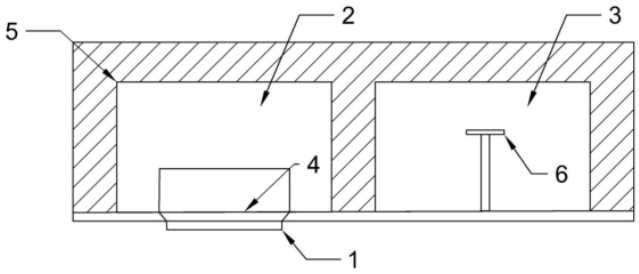


Рис. 4. Схема лабораторного стенда (1 - источник звука; 2 – камера с источником звука; 3 – камера с приёмником звука; 4 – защитная решетка; 5 – направляющие для крепления материалов; 6 - микрофоном от шумомера ВШВ-003)

Подбор материалов для исследования их звукоизолирующих свойств осуществлялся по принципам доступности и относительной невысокой стоимости. Исследовались свойства материалов представленных в таблице 1.

Таблица 1

Материалы, предполагаемые к использованию в конструкции ИМШК

№	Материал	Плотность, г/см^3	Толщина, мм
1	органическое стекло	1,18	5
2	алюминиевый лист	2,70	3
3	лист фанеры	0,65	5

№	Материал	Плотность, г/см^3	Толщина, мм
4	картон листовой	0,45	2
5	поливинилхлоридная штора	1,35	2
6	поролон	0,025	25
7	плита из минерального волокна	0,37	5

Проведены измерения звукоизолирующих свойств материалов как по отдельности, так в и комбинациях. Наиболее высокая эффективность получена у таких материалов как: оргстекло, уплотненный лист фанеры и поролон 25 мм, лист алюминия. Результаты измерений представлены на Рис. 5.

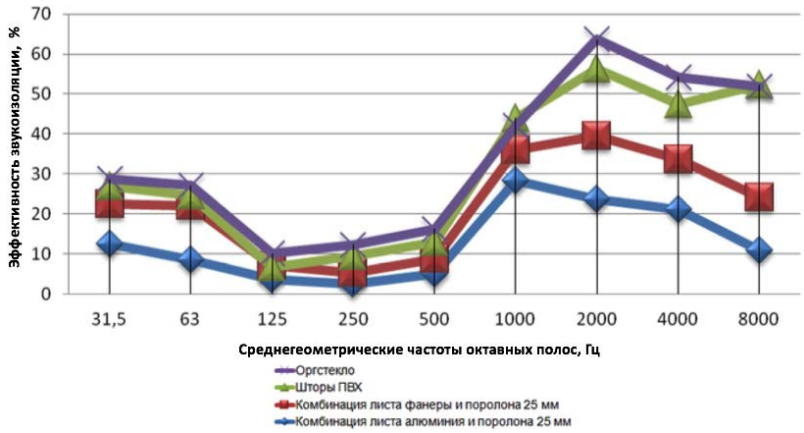


Рис. 5. Звукоизолирующие свойства материалов в октавных полосах частот

На основе данных, полученных при лабораторных измерениях, рекомендованы материалы и комбинации совместного их применения для конструкции ИМШК.

Предпринята попытка имитировать создание ИМШК в лабораторном стенде для ориентировочной оценки звукоизолирующих свойств. Полученные результаты представлены на Рис. 6.

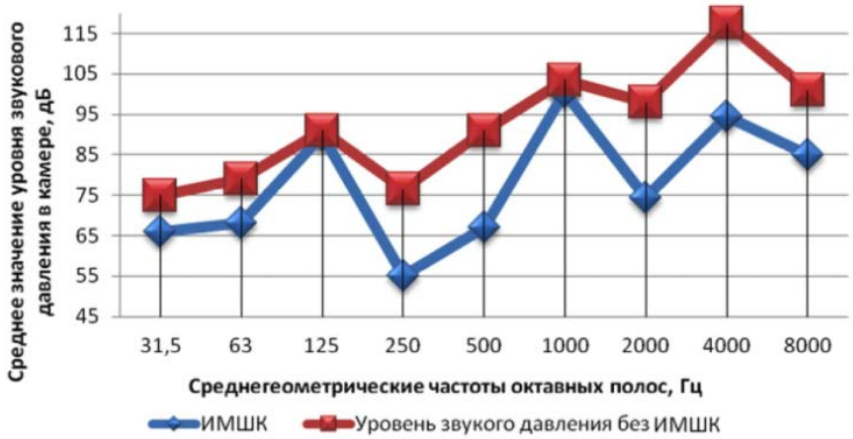


Рис. 6. Уровни звукового давления в ИМШК в октавных полосах частот

В таблице 1 представлены результаты расчета снижения уровня звукового давления в октавных полосах частот.

Как видно из таблицы, ИМШК снижает уровень звукового давления от 1 до 23 дБ. Наибольшие показатели эффективности прослеживаются на высоких частотах, минимальное снижение зафиксировано на частотах 125 и 1000 Гц.

Таблица 2
Результаты экспериментальных измерений на лабораторном стенде

Параметр	**Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц**								
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
$L_{ИМШК,}$ дБ	66,0	68,0	90,0	55,0	67,0	100,5	74,5	94,5	85,0
$L_{исх}$, дБ	75,0	79,0	91,0	76,5	91,0	103,5	98,0	117,5	101,0
Δ, дБ	9,0	11,0	1,0	21,5	24,0	3,0	23,5	23,0	16,0

Заключение

Разработана эскизная конструкция индивидуальной мобильной шумозащитной кабины, проведено экспериментальное исследование на лабораторном стенде отдельных частей конструкции и макета кабины. Предполагается испытание полноразмерной кабины в условиях цеха розлива алкогольной продукции Белебеевского спиртоводочного комбината. Это позволит рекомендовать данное устройство для внедрения в технологический процесс. Предложенные конструктивные решения по созданию ИМШК позволяют говорить об относительной невысокой стоимости её изготовления, оцениваемой в 30 000 рублей.

Список литературы

1. СанПиН 2.2.4.3359-16 Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах
2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки
3. Звукоизоляция и звукопоглощение / Л. Г. Осипов и др. - М.: ООО "Издательство АСТ", 2004.
4. ГОСТ Р 52797.1-2007 (ИСО 11690-2:1996) Акустика. Рекомендуемые методы проектирования малошумных рабочих мест производственных помещений. Принципы защиты от шума. Часть 1
5. ГОСТ Р 52797.2-2007 (ИСО 11690-2:1996) Акустика. Рекомендуемые методы проектирования малошумных рабочих мест производственных помещений. Меры и средства защиты от шума. Часть 2
6. ГОСТ 31326-2006 (ИСО 15667:2000) Шум. Руководство по снижению шума кожухами и кабинами
7. Юдин Е.Я., Борисов Л.А. и др., Борьба с шумом на производстве: Справочник Б84 – М.: Машиностроение, 1985. – 400с., ил.
8. ГОСТ 12.2.098-84 Кабины звукоизолирующие. Общие требования
9. Форсюк А.А., Кобылкин С.С. Человеческий фактор и безопасность производства. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2009. Т. 12. № 12. С. 156-160.
10. A new approach for a special assessment of the working conditions at the production factors' impact through forecasting the occupational risks *Abdrakhmanov N.Kh., Vadulina N.V., Fedosov A.V., Ryamova S.M., Gaisin E.Sh.* Man in India. 2017. Т. 97. № 20. С. 495-511.
11. Nikulin, A., Nikulina, A.Y. 2017. Assessment of occupational health and safety effectiveness at a mining company. Ecology, Environment and Conservation, 23(1), pp. 351-355.
12. E V Klimova, A Yu Semeykin, E A Nosatova 2018 Improvement of processes of professional risk assessment and management in occupational health and safety system IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., 451, 012198 (doi:10.1088/1757-899X/451/1/012198)

УДК 62-93
OECD 1.03 AA

Рекурсивный активный фильтр сигналов шумопонижения в многофункциональной системе уличного аудио вещания

Трифонов Э.С.[1]
[1]ООО «СТРИТРАДИО», г. Челябинск, Россия

Аннотация

В данной статье рассматривается процесс автоматизации воспроизведения аудио контента, который осуществляется при помощи взаимодействия сервера и станции вещания путем формирования базы плейлистов. В задачи системы управления входит передача пакетов данных, включающих в себя плейлист, расписание громкости, условия перезагрузки станции вещания. Для реализации возможности передачи аудио информации в режиме реального времени используется сервер потокового вещания, который работает по протоколу HTTP/HTTPS/Radio data system/FM/digital radio. Целью исследования является разработка рекурсивного активного фильтра с функцией прогнозирования для минимизации ошибки, сформированной временем реверберации, и для обработки сигнала при организации шумопонижения на площадках вещания и для выдачи в общей «пачке» полезного сигнала и сигнала шумоподавления. В результате исследования было выявлено, что функция шумопонижения позволяет создавать контролируемое акустическое поле, как в открытых, так и закрытых пространствах для статичных и динамичных источников шумов, подлежащих фильтрации. Представленная система (Патент №267622) частично реализована в городе Челябинск.

Ключевые слова: шум в городах, источники шума, транспорт, нормы шума, снижение шума, рекурсивный активный фильтр, низкочастотный шум.

Recursive active noise reduction filter in a multifunctional system of street audio broadcasting

Trifonov E.S.[1]
[1]LLC "STRITRADIO", Chelyabinsk

Abstract

The article deals with the automation process of reproduction for audio content which is performed by means of the server and the broadcasting station interaction by forming a base of playlists. The problems of a system controlling include the transmission of some data packages: the playlist, the schedule of loudness, a condition for reset of the broadcasting station. The server of stream broadcasting which works under the HTTP/HTTPS/Radio data system/FM/digital radio protocol is used for capability implementation of audio information transmission in real time. The purpose of the research is the development of the recursive active filter with the function of forecasting for the mistake minimization which was created by reverberation time, and for a signal processing during noise reduction in the places of broadcasting, and for the issue of a useful signal and a signal of noise reduction in a general "pack". The study has revealed that the function of noise reduction helps to create the controlled acoustic field both in the open and closed spaces for static and dynamic sources of the noise which are the subject for filtration. The introduced system (Patent No. 267622) is partially implemented in the city of Chelyabinsk.

Key words: *noise in cities, noise sources, traffic, noise standards, noise reduction, recursive active filter, low-frequency noise.*

e-mail: est@streetradio74.ru (Трифонов Э.С.)

Введение

Компания СТРИТРАДИО реализует на основных гостевых маршрутах города Челябинска проект по озвучиванию уличных территорий. Основным профилем деятельности компании и источником самоокупаемости проекта является размещение рекламы. Коммерческое существование данной системы обеспечивается за счет рекламы и беспрецедентной аудитории (200 000 человек в день) слушателей. К примеру, средняя аудитория рейтинговой FM радиостанции составляет от 10 до 20 000 человек в день, тогда как аудитория СТРИТРАДИО в 10 раз больше. При средней стоимости размещения в сети СТРИТРАДИО на 30% меньше чем на радиостанциях, стоимость одного контакта значительно ниже и тем самым выше эффективность рекламы (www.streetradio74.ru).

Территории вещания СТРИТРАДИО в г. Челябинск:

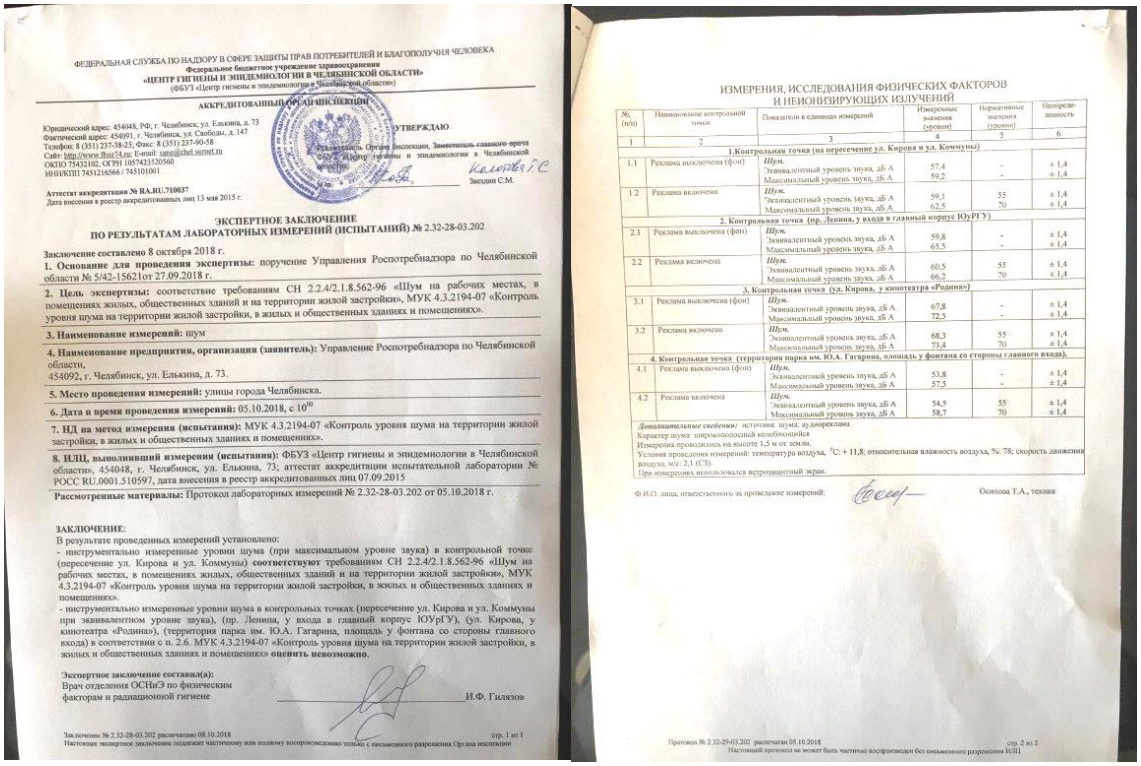
- Проспект Ленина от памятника Курчатова до площади Революции (10 км.);
- Парки Города (Гагарина, Пушкина, Сад Победы, сквер им. Колющенко;
- Прогулочная улица Кировка, фонтан на площади Революции;
- ТРК (Фиеста, Радуга, Маяк).

Важной задачей внедрения подобных систем является обеспечение безопасной жизнедеятельности города. На сегодняшний день существуют определенные традиционные решения этой задачи. Система СТРИТРАДИО показала свою эффективность через способность мобильно и локально передавать информацию:

1. Оповещение о социально значимых событиях;
2. Оповещение о техногенных катастрофах;
3. Оповещение о различного рода непредвиденных обстоятельствах;
4. Предостережение массовых беспорядков;
5. Предотвращение паники;
6. Координация движения больших масс людей;
7. Формирование комфортной и безопасной городской среды;
8. Создание комфортной акустической обстановки.

Другой проблемой, с которой мы столкнулись при реализации проекта СТРИТРАДИО, является городской шум. Наше стремление не увеличивать уровень шума, а влиять на его понижение стало основанием для исследований и экспериментов в сфере активных параметрических фильтров для шумопонижения и формирования «пачки» эфирного сигнала с полезным контентом и сигналом шумопонижения [1, 2]. Были достигнуты определенные результаты, что подтвердили данные измерительной лаборатории по площадкам нашего вещания.

Заключение Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии Челябинской области»): *В результате проведенных измерений установлено: Инструментально измеренные уровни шума в контрольных точках ОЦЕНИТЬ НЕВОЗМОЖНО*. Сканированный документ приложен на рисунке 1.



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА ПО НАДЗОРУ В СФЕРЕ ЗАЩИТЫ ПРАВ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ И БЛАГОПОЛУЧИЯ ЧЕЛОВЕКА
Федеральное бюджетное учреждение здравоохранения
«ЦЕНТР ГИГИЕНЫ И ЭПИДЕМИОЛОГИИ В ЧЕЛЯБИНСКОЙ ОБЛАСТИ»
(ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в Челябинской области»)

АККРЕДИТОВАННЫЙ ОРГАН ИНСПЕКЦИИ

Юридический адрес: 454048, РФ, г. Челябинск, ул. Елькина, д. 73
Фактический адрес: 454091, г. Челябинск, ул. Свободы, д. 147
Телефон: 8 (351) 237-38-25; Факс: 8 (351) 237-90-58
Сайт: http://www.fbuz74.ru; E-mail: sanep@chel.surnet.ru
ОКПО 75432102, ОГРН 1057423520560
ИНН/КПП 7451216566 / 745101001

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий Отделом экспертизы, Заменитель главного врача
ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в Челябинской области»
Звездин С.М.

Аттестат аккредитации № RA.RU.710837
Дата внесения в реестр аккредитованных лиц 13 мая 2015 г.

ЭКСПЕРТНОЕ ЗАКЛЮЧЕНИЕ
ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЛАБОРАТОРНЫХ ИЗМЕРЕНИЙ (ИСПЫТАНИЙ) № 2.32-28-03.202

Заключение составлено 8 октября 2018 г.
1. Основание для проведения экспертизы: поручение Управления Роспотребнадзора по Челябинской области № 5/42-15621от 27.09.2018 г.
2. Цель экспертизы: соответствие требованиям СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки», МУК 4.3.2194-07 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях».
3. Наименование измерений: шум
4. Наименование предприятия, организации (заявитель): Управление Роспотребнадзора по Челябинской области, 454092, г. Челябинск, ул. Елькина, д. 73.
5. Место проведения измерений: улицы города Челябинска.
6. Дата и время проведения измерений: 05.10.2018, с 10^{00}
7. НД на метод измерения (испытания): МУК 4.3.2194-07 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях».
8. ИЛЦ, выполнивший измерения (испытания): ФБУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в Челябинской области», 454048, г. Челябинск, ул. Елькина, 73; аттестат аккредитации испытательной лаборатории № РОСС RU.0001.510597, дата внесения в реестр аккредитованных лиц 07.09.2015
Рассмотренные материалы: Протокол лабораторных измерений № 2.32-28-03.202 от 05.10.2018 г.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ:
В результате проведенных измерений установлено:
- инструментально измеренные уровни шума (при максимальном уровне звука) в контрольной точке (пересечение ул. Кирова и ул. Коммуны) **соответствуют** требованиям СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки», МУК 4.3.2194-07 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях».
- инструментально измеренные уровни шума в контрольных точках (пересечение ул. Кирова и ул. Коммуны при эквивалентном уровне звука), (пр. Ленина, у входа в главный корпус ЮУрГУ), (ул. Кирова, у кинотеатра «Родина»), (территория парка им. Ю.А. Гагарина, площадь у фонтана со стороны главного входа) в соответствии с п. 2.6. МУК 4.3.2194-07 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях» **оценить невозможно**.

Экспертное заключение составил(а):
Врач отделения ОСНиЭ по физическим факторам и радиационной гигиене И.Ф. Гилязов

Заключение № 2.32-28-03.202 рассчитано 08.10.2018 стр. 1 из 1
Настоящее экспертное заключение подлежит частичному или полному воспроизведению только с письменного разрешения Органа инспекции

ИЗМЕРЕНИЯ, ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ И НЕИОНИЗИРУЮЩИХ ИЗЛУЧЕНИЙ

№, п/п	Наименование контрольной точки	Показатели в единицах измерений	Измеренные значения (уровни)	Нормативные значения (уровни)	Неопределенность
1	2	3	4	5	6
	1.Контрольная точка (на пересечение ул. Кирова и ул. Коммуны)				
1.1	Реклама выключена (фон)	Шум. Эквивалентный уровень звука, дБ А	57,4	-	± 1,4
		Максимальный уровень звука, дБ А	59,2	-	± 1,4
1.2	Реклама включена	Шум. Эквивалентный уровень звука, дБ А	59,1	55	± 1,4
		Максимальный уровень звука, дБ А	62,5	70	± 1,4
	2. Контрольная точка (пр. Ленина, у входа в главный корпус ЮУрГУ)				
2.1	Реклама выключена (фон)	Шум. Эквивалентный уровень звука, дБ А	59,8	-	± 1,4
		Максимальный уровень звука, дБ А	65,5	-	± 1,4
2.2	Реклама включена	Шум. Эквивалентный уровень звука, дБ А	60,5	55	± 1,4
		Максимальный уровень звука, дБ А	66,2	70	± 1,4
	3. Контрольная точка (ул. Кирова, у кинотеатра «Родина»)				
3.1	Реклама выключена (фон)	Шум. Эквивалентный уровень звука, дБ А	67,8	-	± 1,4
		Максимальный уровень звука, дБ А	72,5	-	± 1,4
3.2	Реклама включена	Шум. Эквивалентный уровень звука, дБ А	68,3	55	± 1,4
		Максимальный уровень звука, дБ А	73,4	70	± 1,4
	4. Контрольная точка (территория парка им. Ю.А. Гагарина, площадь у фонтана со стороны главного входа)				
4.1	Реклама выключена (фон)	Шум. Эквивалентный уровень звука, дБ А	53,8	-	± 1,4
		Максимальный уровень звука, дБ А	57,5	-	± 1,4
4.2	Реклама включена	Шум. Эквивалентный уровень звука, дБ А	54,5	55	± 1,4
		Максимальный уровень звука, дБ А	58,7	70	± 1,4

Дополнительные сведения: источник шума: аудиореклама.
Характер шума: широкополосный колебающийся
Измерения проводились на высоте 1,5 м от земли.
Условия проведения измерений: температура воздуха, °С: + 11,8; относительная влажность воздуха, %: 78; скорость движения воздуха, м/с: 2,1 (СЗ).
При измерениях использовался ветрозащитный экран.

Ф.И.О. лица, ответственного за проведение измерений: Осипова Т.А., техник

Протокол № 2.32-29-03.202 рассчитан 05.10.2018 стр. 2 из 2
Настоящий протокол не может быть частично воспроизведен без письменного разрешения ИЛЦ

Рис. 1. Результаты лабораторных исследований

Данные результаты измерений стали стимулом для продолжения работы по созданию и внедрению Рекурсивного активного фильтра шума [5] в вещательную систему.

Таким образом, основными источниками шума, оказывающими наиболее неблагоприятное воздействие на население, являются транспорт и строительство [7]. Ранее были проанализированы возможные пути снижения шума, и сделаны выводы о том, что снижение шума в источнике – долгий и дорогой процесс; по-прежнему основные меры шумоглушения – использование преград на пути распространения шума [7].

Данная статья представляет собой попытку рассмотреть и проанализировать альтернативные системы активного шумоподавления такого рода шумов.

1. Проблематика и инновационность решений

1.1. Проблематика

Основными проблемами современного города в рамках возможностей разрабатываемой системы являются:

- коммуникация;
- шум;
- безопасность.

Проблематика и решение задачи шумопонижения – одна из наиболее сложных задач в рамках реальных городских условий, потому что:

- шум движется;
- шум постоянно меняется;
- шум имеет сложную структуру [3, 4].

На основе такого рода исходных данных возникает необходимость создания точечных объектов воздействия с полновесными функциональными возможностями по анализу и корректировке фазы и амплитуды вещаемого сигнала с учетом текущего сигнала шума анализируемой площадки [6].

Решение вопроса шумопонижения строится на основе программно-аппаратного комплекса Вещательной станции, которая оборудована системой мониторинга, анализа, подготовки сигнала и непосредственного его воспроизведения.

На данный момент система реализована по принципу одного управляющего сервера в рамках достаточно большой локации. В ней интегрирован подход усредненного фазосмещения с целью гашения сигнала шума, что естественно не дает возможного качества шумопонижения. Однако уже на данном этапе это позволило обеспечить внедрение информационного и музыкального контента в шум улицы, с допустимой нормативными актами громкостью [8] и без повышения уровня шума самой улицы, что подтверждено исследованиями нескольких лабораторий (рисунок 1).

1.2. Инновационность решений

Стабильная работа относительно существующих каналов коммуникации связана с тем, что данная система способна принимать и транслировать разный характер входного сигнала, не предоставляет возможности её отключения и, как следствие, обеспечивает охват максимально возможной аудитории. Функциональные новшества:

- удаленное регулирование;
- удаленное контролирование;
- удаленная смена контента;
- работа по понижению шума;
- работа по обеспечении безопасности жизнедеятельности;
- возможности прямого включения с мобильных устройств, по всей сети, на локальных площадках;
- возможность регулирования отдельных зон вещания в рамках одной станции вещания;
- возможность регулирования каждой из акустических систем в соответствии с акустической обстановкой и поставленных задач.

Инновационность данной системы заключается в совокупности и гибкости перечисленных параметров с учетом возможности их независимого регулирования.

2. Описание базовой технологии

2.1. Режим штатного вещания

Формирование и автоматизация воспроизведения аудио контента осуществляются при помощи взаимодействия сервера и станции вещания путем формирования базы плейлистов на сервере. В задачи системы управления базами данных входит передача пакетов данных, включающих в себя плейлист, расписание громкости, условия перезагрузки станции вещания. В качестве плейлиста может использоваться как список композиций с распределением по времени, так и ссылка на внешний ресурс.

Для реализации возможности передачи аудио информации в режиме реального времени на сервере также стоит сервер потокового вещания, осуществляющий передачу потока по протоколу HTTP/HTTPS/Radio data system/FM/digital radio.

Станция вещания, в свою очередь, должна иметь достаточно стабильный интернет/FM/ Digital radio - каналы для корректного воспроизведения аудио потока. Для передачи аудио потока в комфортном для прослушивания качестве необходимо, чтобы скорости передачи данных по сети интернет была не меньше 5 мб/с.

То, что сервер потоковой передачи аудио имеет постоянное подключение к интернету, позволяет подключиться к нему с любого устройства, способного

отцифровывать аудио сигнал с микрофона и передавать его по указанному протоколу до сервера.

В случае если одна станция вещания обеспечивает работу 2-х и более зон вещания, количество аудио выходов на станции вещания должно соответствовать количеству зон. Это позволяет настраивать контент и расписание громкости каждой отдельной зоны независимо от других. Также станция вещания имеет возможность передавать данные о своем состоянии серверу. В состояние станции вещания входят следующие параметры:

- Время, по которому работает станция вещания;
- Информация о том, какой конкретно контент на данный момент воспроизводится на каждой подключенной к станции вещания зоне;
- Информация о состоянии усилителей. Для передачи информации о состоянии усилительного тракта используется GPS-трекер.

Вещание в режиме реального времени реализовано благодаря возможности транслировать сигнал на все или избранные точки вещания и их зоны. Задача серверной части заключается в передаче потока на URL адрес. Эта задача реализована с помощью программной оболочки «icecast». Задача клиентской части на стороне станции вещания заключается в получении потока с URL адреса.

2.2. Режим шумоподавления (Данный режим вещания находится на этапе разработке и проектирования)

Команда на включение режима шумоподавления подается опционально на требуемые в конкретной ситуации акустические системы (состоящие из устройства воспроизведения аудио сигнала, микрофона, ЭВМ и усилителя достаточной мощности для работы устройства воспроизведения звука).

Вариант №1: В этом случае акустическая система перестает воспроизводить фоновый контент и начинает работать обособленно от остальных акустических систем с целью погашения шума в зоне максимальной эффективной работы динамика конкретной акустической системы.

Вариант №2: Акустическая система продолжает вещать фоновый или информационный контент, с подмешанным сигналом подавления внешнего шума. Принцип этого режима работы заключается в том, что микрофон (входящий в состав акустической системы) подает сигнал на персональный компьютер (также входящий в состав акустической системы), который его оцифровывает и подает на устройство воспроизведения звука с перевернутой фазой. Производительность процессора и подсистемы памяти компьютера напрямую влияет на качество шумоподавления, так как от неё зависит задержка между получаемым сигналом с микрофона и воспроизведением его же в противофазе из устройства воспроизведения звука. Компенсировать временную дельту ошибки, возникающей в связи с задержкой на считывание, обработку и передачу должна программа прогноза, построенная по основным параметрам исследуемого шума:

- амплитуда;
- фаза;
- частоты,
- скорость движения источника шума или скорость изменения шума как такового.

Алгоритм прогноза с постоянным контрольным считыванием позволит уменьшить влияние времени задержки и снизить эффект реверберации в сторону эффективного шумопонижения.

Оцифровывание и передача сигнала происходит на уровне процессора, что также уменьшает задержку. В случае, если процессор будет работать с достаточной частотой, чтобы превысить скорость звука, это даст возможность реализовать полное шумоподавление.

На данный момент рассматривается организация системы активного шумоподавления на базе рекурсивного (параметрического) активного фильтра по следующим алгоритмам работы.

Алгоритм 1: Оценка шумовой обстановки до воздействия, с последующим формированием сигнала воздействия (классический активный фильтр, доработанный функцией прогнозирования на программно-аппаратном уровне) с целью работы с движущимися источниками шума.

Алгоритм 2: Оказывается среднестатистическое воздействие, затем анализируется его влияние на шумовую картину и корректируется воздействие. Своего рода сумматор анализа сигнала на входе и сигнала на выходе с задачей обеспечения на выходе сигнала с меньшим звуковым давлением, чем на входе. Основными инструментами для организации такого рода воздействия является сам шум с перевернутой фазой (записанный в момент до подачи полезного сигнала) и сам полезный сигнал. Совместное взаимодействие данного набора сигнала на реальный шум должно дать эффект понижения звукового давления.

Достоинства и недостатки данных алгоритмов:

Алгоритм 1. Основная проблема – это время обработки полученной шумовой картины и время выработки воздействия, в условиях двигающегося шума данная задержка по времени снижает эффективность воздействия.

Алгоритм 2. Основная проблема – это подбор воздействия на основе реального шума. В этом варианте актуальность времени обработки сигнала тоже становится принципиальной.

В алгоритме рекурсивного фильтра необходимо учесть, что человек слышит разные частоты с разной интенсивностью, наибольшая интенсивность находится в диапазоне 1000 - 10 000 Гц, следовательно, установив частоты среза для анализа шума, появляется возможность удешевления акустической системы для воспроизведения сигнала шумоподавления в рамках акустической среды. Такого рода срез частот целесообразно организовать на этапе снятия микрофоном фактического шума и обрезание его через частотный фильтр, дабы в дальнейшей обработке использовался уже «готовый» сигнал.

На базе проблем, объединяющих данные решения, нами сейчас рассматривается создание программы анализа и прогнозирования изменения шумовой картины по основным критериям. Такого рода продукт позволит обеспечить прогноз для устранения ошибки – негативного влияния на воздействие времени обработки шумового сигнала.

2.3. Математическая модель

Данная модель описывает метод прогноза шумопонижающего сигнала в период равный разнице времени измерения. Суть данного метода расчета заключается в оцифровке полученного спектра, корректировке его с учётом задержки по входу и выходу на акустические системы. На данный момент программные и аппаратные средства позволяют сделать задержку между источником шума и восприятием шумопонижающего сигнала, не ощущаемого человеческим ухом. Наш метод приведёт к теоретической возможности гасить любой сигнал, не входящий в частоты вещания полезного сигнала.

Для получения прогноза шума (амплитудных характеристик нужной частоты) необходимо получить минимум 10 значений амплитудных характеристик сигнала изучаемой частоты. Количество измерений, необходимых для прогноза, зависит в

большей степени от аппаратной задержки, в меньшей степени - от характера шума и динамики его изменений. Для построения прогноза изменения акустического шума необходимо произвести замеры амплитудных значений на исследуемых частотах для построения дискретного графика динамики изучаемого шума в данный период времени. На рисунке 2 изображены прямые, соединяющие точки, находящие на координатной плоскости, в соответствии с моментами измерений (t0;t2;t3).

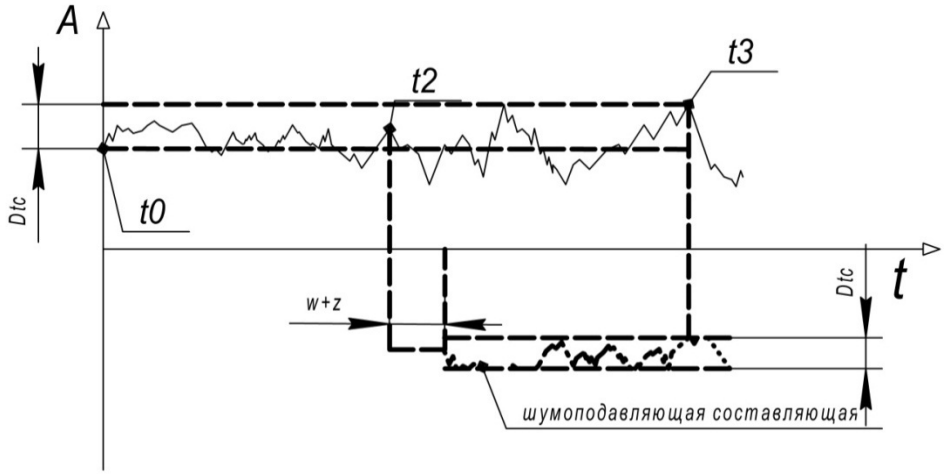


Рис. 2. Векторный график зависимости амплитудных характеристик (t0;t2;t3- якорные точки замера шума; Dtc - дельта среза частот согласно данным, полученным после просчета шумопонижающей составляющей; w+z - сумма аппаратных задержек)

При расчете математической модели для учета дискретности входных и выходных параметров системы применялись коэффициенты.

Принципиальный расчет шумопонижающей составляющей сигнала представлен в виде решения систем уравнений имеющих вид:

$$-\begin{cases} A_n = t_n * k + b \\ A_{n+1} = t_{n+1} * k + b \end{cases} \quad (1)$$

где: A_n – значение амплитуды сигнала изучаемого спектра (Гц); t_n – значение времени измерения A_n относительно t_{n-1} (сек.); $k; b$ – постоянные коэффициенты.

Принципиальное решение системы уравнений (1) в рамках двух замеров:

$$A_{n;n+1} = -\left(\frac{A_{n+1} - A_n}{t_{n+1} - t_n}\right)(t - t_n) - A_n \ \ni [t_n; t_{n+1}]$$

Ниже приведены преобразования системы уравнений (1) в ходе которых была получена формула (2):

$$-\begin{cases} A_n = t_n * k + b \\ A_{n+1} = t_{n+1} * k + b \end{cases} \quad (2)$$

Отсюда:

$$-(b = A_n - t_n k)$$

Следовательно:

$$-(A_{n+1} = t_{n+1} * k + A_n - t_n k)$$

Отсюда:

$$-(A_{n+1} - A_n = t_{n+1} * k - t_n k)$$

Отсюда:

$$-\left(\frac{A_{n+1} - A_n}{t_{n+1} - t_n}\right) = k$$

Следовательно:

$$-\left(b = A_n - t_n\left(\frac{A_{n+1} - A_n}{t_{n+1} - t_n}\right)\right)$$

Отсюда

$$A_{n;n+1} = \left(\left(\frac{A_{n+1} - A_n}{t_{n+1} - t_n}\right)t + A_n - t_n\left(\frac{A_{n+1} - A_n}{t_{n+1} - t_n}\right)\right) * -1$$

Отсюда

$$A_{n;n+1} = \left(\left(\frac{A_{n+1} - A_n}{t_{n+1} - t_n}\right)(t - t_n) + A_n\right) * -1$$

Отсюда

$$A_{n;n+1} = -\left(\frac{A_{n+1} - A_n}{t_{n+1} - t_n}\right)(t - t_n) - A_n \quad (2)$$

Важно отметить, что формула (2) справедлива только для участка $[t_n; t_{n+1}]$. Таким образом, проведя достаточное количество измерений, представляется возможным выдавать из акустических систем сигнал в противофазе изучаемого спектра частот. Необходимо дополнительно учитывать постоянные аппаратные задержки, величина которых напрямую зависит от разрядности устройства производящего расчет. Для учета этих задержек мы предлагаем смещать полученный график относительно оси времени на величину, равную времени задержек, таким образом, с учетом задержек формула (2) выглядит следующим образом:

$$A_{n;n+1} = -\left(\frac{A_{n+1} - A_n}{t_{n+1} - t_n}\right)(t - t_n) - A_n - \omega - z \quad \ni [t_n; t_{n+1}] \quad (3)$$

где: ω - аппаратная задержка входных данных (сек.); z - аппаратная задержка выходных данных (сек.).

Помимо этого для достижения большей точности, была введена переменная величина Dtc - дельта среза частот согласно данным полученным после просчета шумопонижающей составляющей. На диапазон её значений настраивается фильтр амплитудных значений прогнозируемого сигнала. Это позволяет избежать ситуаций, в которых при резком спаде или возрастании звукового давления изучаемых частот акустические системы в силу аппаратной задержки будут выдавать сигнал ощутимо большей или меньшей амплитуды. Величина Dtc является динамичной во времени и меняется согласно изменению амплитудного характера шума. Данный метод имеет погрешность менее 1%.

2.4. Альтернативный метод

В процессе работы с уличным шумом важную роль играет быстродействие системы. Чтобы исключить «аппаратные задержки» анализирующих устройств, предлагается принцип переворота фазы сигнала, показанный на рисунке 3.

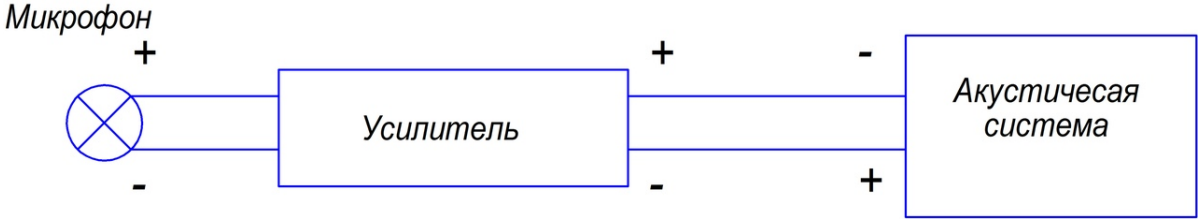


Рис. 3. Принцип переворота фазы сигнала

Основная идея данного принципа состоит в перевороте полярности сигнала, выходящего из акустической системы, соответственно, сигнал будет с противоположной фазой относительно сигнала снятого микрофоном. На рисунке 4 показано, как сигнал шума, снятый микрофоном и перевернутый по фазе, взаимодействует с основным сигналом контента.

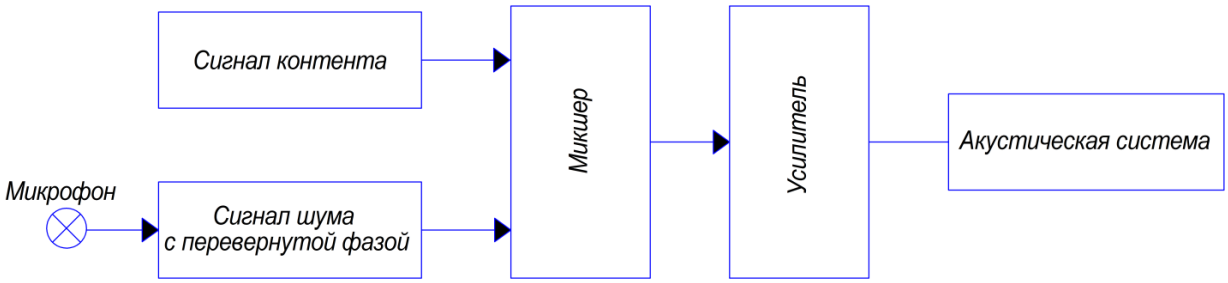


Рис. 4. Блок-схема взаимодействия сигналов контента и шума

Данный принцип работы основан на часто применяемом в звукорежиссуре приеме переворота фазы. Звук шума, снятый микрофоном, переворачивается по фазе и микшируется, в результате чего в зоне работы акустических систем отсутствует внешний шум.

2.5. Режим оповещения о чрезвычайных ситуациях (частично реализован, находится в разработке)

Чрезвычайные ситуации могут вызвать потерю работоспособности различных каналов передачи связи. Для решения этой проблемы организована система, поддерживающая различные каналы связи на различном уровне иерархии системы. Вещательная станция поддерживает возможность получения информации по следующим каналам связи:

1. HTTP/ HTTPS;
2. FM;
3. Digital audio;
4. Radio data system.

Иерархия системы устроена следующим образом:

1. Инициализатор события (сервер, мобильное устройство, Radio data system). Важно отметить, что возможна автоматизация инициализатора;
2. Множество станций вещания, поддерживающих различные каналы получения команд, что позволяет увеличить и настроить приоритетность различных инициализаторов событий;
3. Акустическая система фактически повторяет функционал станции вещания и дополняет его возможностью шумоподавления.

Из вышесказанного видно, что стабильность и гибкость работы полностью реализованной системы будет относительно высокой. На данный момент система реализована на следующем уровне:

- инициализаторы: сервер, мобильные устройства;
- канал передачи связи поддерживается только один - интернет VPN;
- станции вещания поддерживают удаленную настройку и регулирование зон каждой станции вещания, автоматизацию вещания контента, возможность прямого включения и поддерживают только один канал связи - Интернет.

Акустические системы на данный момент не способны поддерживать автономную от станции вещания работу. Таким образом, реализованы режимы:

- создание комфортной городской среды;
- частично реализован режим оповещения о чрезвычайных ситуациях, противоправных действиях и катастрофах природного характера;

Проект реализации полнофункциональной акустической системы приведен на рисунке 5.

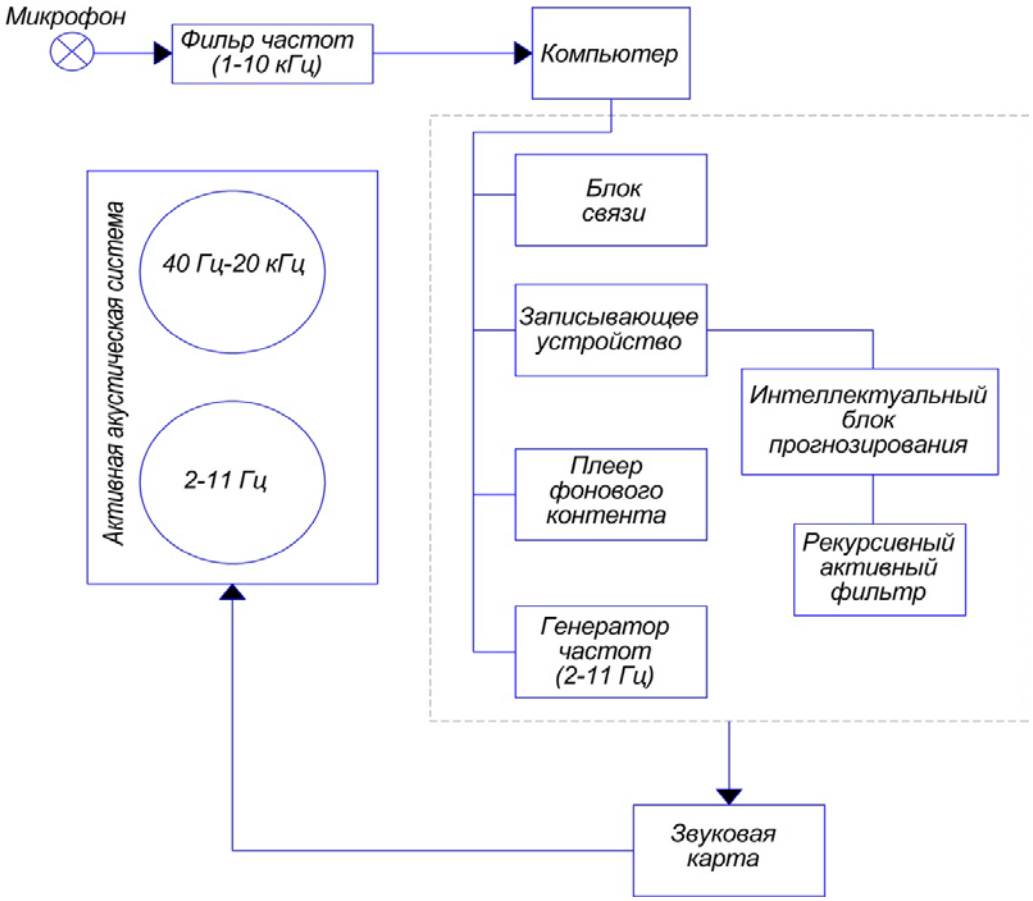


Рис. 5. Проект блок-схемы акустической системы

3. Аналоги

Полное соответствие в российских аналогах не обнаружено. Аналоги по минимально техническому сходству:

- http://www.mchs.gov.ru/document/7273267
- https://www.indoor66.ru/reklama/reklama-v-torgovyh-tsentrah/sankt-peterburg-audioreklama-v-tts-
- http://www.metro-spb.ru/zvukovaya-reklama-v-metro/
- https://piter-consult.ru/assets/files/Internet%20advertizing.pdf
- https://docplayer.ru/45770275-Reklamnye-vozmozhnosti-trk-cubus.html
- http://radiouzel.kaluga.ru/schoolradio.html

Объединяющим элементом с указанными аналогами является их использование в вопросе коммерциализации путем размещения рекламы. Эти системы схожи по основному функционалу с нашей разработкой, однако в них нет реализованных функций СТРИТРАДИО и возможностей развития коммерциализации.

Описание аналогов:

Представленные аналогичные системы в сфере радио в ТРК построены на основе: компьютер, аудио плейер (программный) с возможностью формирования рекламных блоков. Внешние включения для сообщений реализованы путем микрофонной консоли или микшерного пульта и микрофона. В большинстве своем данные аналоги не имеют удаленного доступа. В них отсутствуют как функции зонирования и дистанционного управления громкостью, так и большинство составляющих функционала вещания СТРИТРАДИО.

Система МЧС реализована по принципу централизованного оповещения граждан с использованием электрических сирен. Система СТРИТРАДИО выполняет данную функцию путем подачи необходимой для граждан информации и сигналов. Примером тому является наша совместная работа с МЧС по Учебной тревоге: одновременно с сиреной МЧС, СТРИТРАДИО обеспечивало как трансляцию самого сигнала МЧС, так и разъяснения – как нужно реагировать гражданам на такого рода сигналы.

4. Коммерциализация проекта (в т.ч., ближайшая перспектива)

На данный момент, система, представленная в патенте на изобретение **№2671622**, существует и работает на территории г. Челябинска. Данная система с момента ее организации функционирует на основе принципа самоокупаемости. Прибыль от деятельности данной системы, в т.ч. от размещения рекламы, направляется на ее развитие. С учетом доработок данная система может стать дополнительным источником монетизации для:

- формирования общественного мнения;
- проведения городских и государственных праздников;
- обеспечения правопорядка;
- шумопонижения на закрытых и открытых площадках.

Разработка и реализация предлагаемых блоков позволит развивать систему далее по направлению обеспечения комфортной жизнедеятельности и безопасности городской среды, что на федеральном уровне позволит решить стратегические задачи всех ветвей власти.

Необходимо отметить, что указанные направления коммерциализации реализуются на сегодняшний день не в полном объеме.

Примеры использования:

- в 2018 был организован прямой эфир с площадки празднования «Крымской весны» по паркам и улицам города;
- в 2018 году силами нашей системы было озвучено прохождение Бессмертного полка по пр. Ленина до площади Революции с прямыми включениями ведущего и обращений к ветеранам Губернатора и руководителей города. Было озвучено прохождение колонны в 100 000 человек;
- в 2017 и 2018 годах система СТРИТРАДИО использовало МВД для решения безопасности при проведении несанкционированных митингов, и была высоко оценена руководителями данных служб.
- в текущем (стандартном) режиме система транслирует музыкальный контент и рекламу.

Выводы

Рассматриваемая система состоит из двух основных компонентов – реализованного и проектируемого. Сложность проектирования и расчетов состоит в том, что объектом изучения является шум, изменяющийся во времени и пространстве с высокой сложностью прогнозирования. Такого рода исследовательская задача затруднена

необходимостью систематизировать случайные процессы, рассчитать необходимые инструменты воздействия и подобрать варианты для реализации математической модели при создании активного фильтра шумоподавления на практике. Особые требования накладываются на быстродействие системы, т.е., максимально короткий путь от анализа сигнала до выработки воздействия, что повысит качество и точность сигнала шумоподавления из-за не идеальности любой математической модели. Для решения задач быстродействия предпочтительным является применение аппаратных решений, однако, и программные решения можно реализовывать на базе программируемого контроллера. Все приведенные примеры решений имеют, как достоинства, так и недостатки, остается лишь на основе фактических измерений выбрать оптимальное.

Список литературы

1. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. СПб.: Питер, 2002.
2. Рабинер Л., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов: Пер. с англ. М.: Мир, 1978.
3. Bartolini R et al. Algorithms for a Precise Determination of the Belatron Tune // Proc. Of the 5th Eur. Particle Acceleration Conf., Barcelona, 1996.
4. Shafer R.E. Characteristics of Directional Coupler Beam Position Monitors //IEEE Trans. Nucl. Sci. 1985. V. 32. P. 1933-1937
5. Витязев В.В. Оптимальное проектирование многоступенчатых структур цифровых фильтров на процессорах обработки сигналов // Электросвязь. 1992. №4. С. 23-27.
6. Отт Г. Методы подавления шумов и помех в электронных системах: Пер. с англ. М.: Мир, 1979.
7. Иванов Н.И. Концепция снижения шума в РФ // Защита от повышенного шума и вибрации: доклады V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (Россия, Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 г.) / под ред. Н.И. Иванова — Санкт-Петербург: Изд-во «Айсинг», 2015; - С. 23.
8. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

УДК 534.64:534.833.534:53.043
OECD 01.03.AA

Определение акустических характеристик полномасштабного образца реальной однослойной сотовой звукопоглощающей конструкции на основе численного моделирования

Храмцов И.В.[1*], Кустов О.Ю.[2], Пальчиковский В.В.[3]
[1]Младший научный сотрудник, Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия
[2]Инженер, Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия
[3] Младший научный сотрудник, Пермского национального исследовательского политехнического университета, г. Пермь, Россия

Аннотация

Впервые проведено определение акустических характеристик однослойного образца реальной сотовой звукопоглощающей конструкции путем численного моделирования физических процессов в интерферометре с нормальным падением волн. Численное моделирование выполнено на основе решения нестационарных уравнений Навье-Стокса с учетом сжимаемости в полной трехмерной постановке. Отмечено высокое согласование акустических характеристик образца ЗПК, полученных в численном моделировании и в эксперименте. Показано, что проведение численного моделирования только на одной ячейке ЗПК также дает результаты, хорошо соответствующие эксперименту, что позволяет в дальнейшем применить данный подход для предсказания акустических характеристик образцов резонансных ЗПК с более сложной геометрией.

Ключевые слова: звукопоглощающие конструкции, интерферометр, импеданс, резонатор, численное моделирование.

Determination of acoustic characteristics of full-scale sample of single-layered honeycomb liner based on numerical simulation

Khramtsov I.V.[1],Kustov O.Yu.[2], Palchikovskiy V.V.[3]*

[1]Junior researcher, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia
[2]Engineer, Perm National Research Polytechnic University,Perm, Russia
[3]Junior researcher, Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russia

Abstract

For the first time, the acoustic characteristics of a full-scale sample of an actual single-layer liner are determined by numerical simulation of physical processes in normal incidence interferometer. Numerical simulation is performed based on solving the unsteady Navier-Stokes equations with allowance for compressibility in three-dimensional statement. It is noted the good agreement of the acoustic characteristics of the liner sample obtained in numerical simulation and in experiment. It is shown that conducting numerical simulation on single cell sample of the liner also gives results that are in good agreement with the experiment. It allows predicting the acoustic characteristics of samples of locally reacting liners with a more complex geometry in further

Key words: *sound-absorbing liners, interferometer, impedance, resonator, numerical simulation*

Введение

Акустические характеристики разрабатываемой звукопоглощающей конструкции (ЗПК) прогнозируют на основе полуэмпирических моделей [1, 2], которые не позволяют в полной мере учесть весь спектр сложных физических явлений, происходящих в резонаторах при падении на ЗПК волн с высоким уровнем звукового давления (что свойственно каналам авиационного двигателя). Для проверки соответствия акустических характеристик проектировочным значениям проводят испытания образцов ЗПК на интерферометрах. Однако, каждый интерферометр имеет свои индивидуальные свойства, что также отражается на разбросе получаемых для образца ЗПК акустических характеристиках [3-5].

В связи с упомянутыми недостатками последние 20 лет активно исследуется вопрос определения акустических характеристик образцов ЗПК с помощью численного моделирования [6-12]. Часто математической основой служит численное решение уравнения Гельмгольца, но при такой постановке удается качественно определить только собственную частоту ячейки резонатора [6, 7]. Результаты работ [8-16] указывают на необходимость учета в модели эффектов вязкости. При этом использование линеаризованных уравнений Навье-Стокса не позволяет получить высокое соответствие расчетов с экспериментом [8]. Более точные решения получаются путем прямого численного решения полных нестационарных уравнений Навье-Стокса с учетом сжимаемости. Однако ранее в известных работах [2, 9-16] использовались только упрощенные формы образцов ЗПК в виде одного резонатора (в основном цилиндрической формы) с одним отверстием по центру крышки ячейки, что существенным образом отличается от реальных конструкций резонансных ЗПК, используемых в авиационных двигателях.

В данной работе впервые выполнено определение акустических характеристик образца *реальной* сотовой звукопоглощающей конструкции путем численного моделирования физических процессов в интерферометре с нормальным падением волн. Численное моделирование проводится на основе методики представленной в работах [13-15]. Валидация численных расчетов производилась на образце, представляющем одну соту с перфорированной пластиной, имеющей несколько отверстий, установленную в канале интерферометра. В дальнейшем, проводился ряд расчетов для трех образцов, геометрические характеристики которых соответствуют реальным ЗПК для авиационных двигателей. Также представлена методика определения акустических характеристик панели ЗПК на основе расчета одной сотовой ячейки.

1. Экспериментальное определение акустических характеристик образцов ЗПК в интерферометрах с нормальным падением волн

В данной работе проводится сравнение результатов численного моделирования с результатами натурных экспериментов, проведенных на двух интерферометрах с нормальным падением волн. Данные установки представляют собой трубы круглого сечения, на одном конце которых располагается образец ЗПК, на другом – динамик, который облучает образец акустическим сигналом. На некотором расстоянии от образца в стенке интерферометра заподлицо с каналом установлены 2 микрофона, которые записывают акустическое давление падающих и отраженных волн во времени. Акустические характеристики определяются на основе метода передаточной функции [17]. Рассматриваемые в работе интерферометры отличаются диаметром поперечного сечения канала. На рисунке 1 представлена схема интерферометра с диаметром канала 30 мм (далее используется обозначение «Интерферометр-30»). Данная установка позволяет получать акустические характеристики образцов в диапазоне 500-6700 Гц. К недостаткам данной установки стоит отнести то, что на образец диаметром 30 мм приходится всего

одна полная ячейка резонатора. Нижний предел работы обусловлен характеристиками динамика, а верхний – условием отсечки первой азимутальной моды.

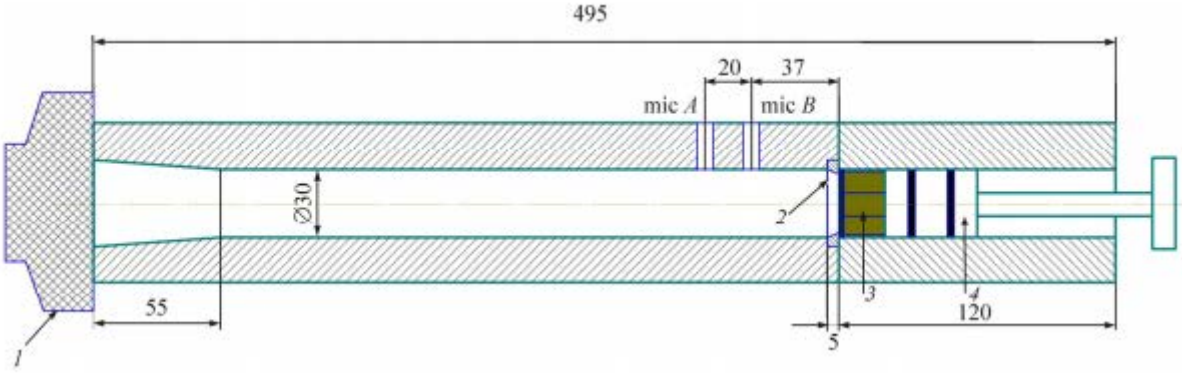


Рис. 1. Внутренний канал интерферометра «Интерферометра-30»: 1 – динамик; 2 – шайба, фиксирующая образец; 3 – образец ЗПК; 4 – поршень

В работе [18] представлена конструкция и верификация интерферометра с диаметром канала 50 мм (Рис. 2) (далее используется обозначение «Интерферометр-50»). При использовании такого диаметра канала на образец приходится несколько полных ячеек. При обработке результатов с двух микрофонов данного интерферометра методом передаточной функции частотный диапазон работы интерферометра составляет 500-4020 Гц.

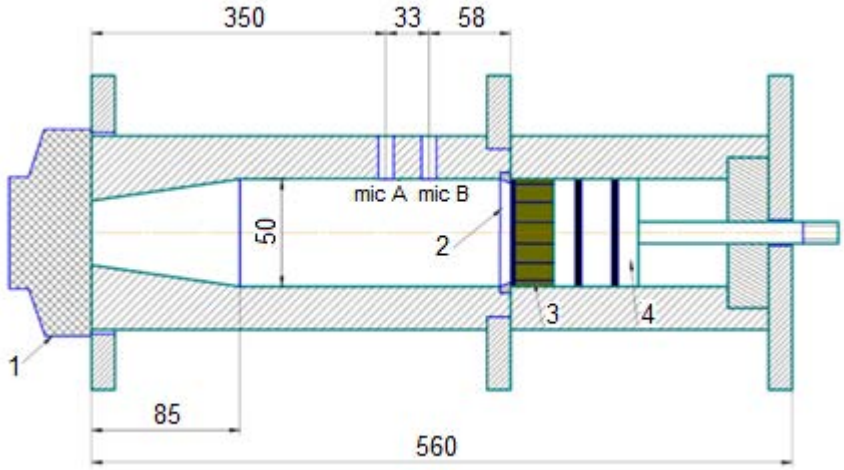


Рис. 2. Внутренний канал интерферометра «Интерферометра-50»: 1 – динамик; 2 – опорное кольцо; 3 – образец ЗПК; 4 – поршень

2. Валидация численного моделирования на тестовом образце ЗПК

Исследование процессов в интерферометре с образцами ЗПК проводится с помощью пакета ANSYS Fluent. Для расчета используется система нелинейных уравнений Навье-Стокса для вязкого теплопроводного газа. Расчеты проводились методом недоразрешенного прямого численного моделирования (DNS). Использовались: сопряженный решатель по давлению (Pressure Based Coupled Solver); неявная разностная схема по времени второго порядка точности; численные схемы второго порядка точности по пространственным переменным для аппроксимации конвективных членов в уравнениях.

В качестве тестовой была выбрана задача определения акустических характеристик одиночной соты с 5 отверстиями расположенной в канале «Интерферометра-30». Образец имел следующие геометрические характеристики:

диаметр образца 30 мм; глубина сот 20 мм; толщина пластины перфорации 2 мм; степень перфорации 8%; диаметр отверстий перфорации 2 мм.

В качестве сигнала использовался белый шум с суммарным уровнем входного сигнала 130 дБ. Расчетная область включала в себя пространство внутри ячейки ЗПК и часть канала интерферометра длиной 100 мм. Расчеты проводились в трехмерной постановке.

Для экономии вычислительных ресурсов использовалась сетка CutCell [18]. Сетка сгущалась в области горла резонатора так, чтобы по высоте горла было 20 ячеек. При удалении от горла происходило увеличение линейных размеров элемента до достижения среднего линейного размера 2 мм. Дополнительно использовалось сгущение на стенке из 20 слоев с коэффициентом роста 1,2. Размер пристеночной ячейки – 0,002 мм. В результате была получена расчетная сетка из 240 000 элементов. Геометрия модели и ее расчетная сетка представлены на рисунке 3.

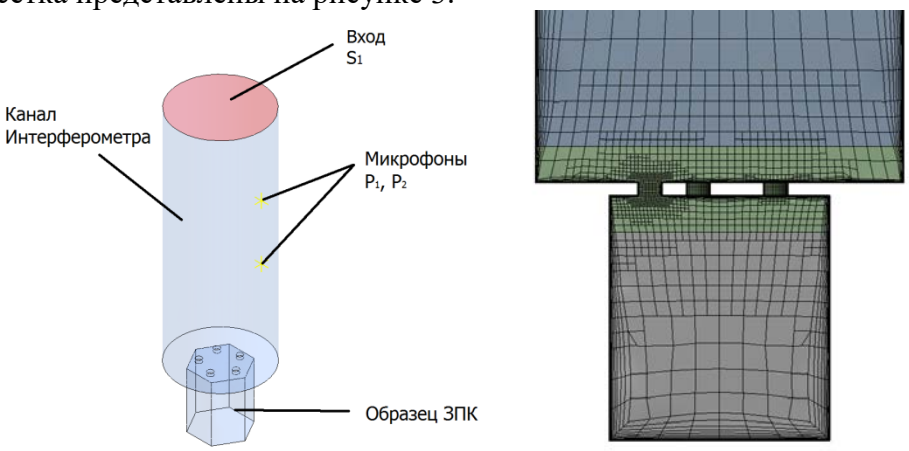


Рис. 3. Геометрическая модель и пример сетки для решения тестовой задачи

На границе S_1 было задано нестационарное изменение давления, через которое моделировалась работа динамика. На стенке трубы и образца использовалось граничное условие жесткой стенки. Отраженные от образца звуковые волны выходят из расчетной области через сечение динамика S_1. Расчеты выполнялись при нормальных начальных условиях.

Для вычисления импеданса записывались сигналы давления в контрольных точках (микрофонах) P_1, P_2. Микрофоны располагались на некотором расстоянии от образца (Рис. 1). При проведении расчетов акустическое давление определялось на стенке интерферометра в точках, соответствующих центральной оси микрофонов. По записанным сигналам давления вычислялись акустические характеристики ЗПК.

Сигналы разбивались на сегменты, отдельные сегменты обрабатывались с помощью быстрого преобразования Фурье, полученные спектры усреднялись по числу сегментов. Усреднение выполнялось с учетом перекрытия соседних сегментов на 66%, при вычислении спектров использовалась оконная функция Ханнинга. Расчеты проводились с временным шагом 1/65536 с в течение 65536 временных шагов, это позволяет получить спектр сигнала с шагом 1 Гц. Полученные в частотной области сигналы обрабатывались методом передаточной функции, аналогично эксперименту.

Как можно увидеть на рисунке 4, получено хорошее соответствие результатов расчета и эксперимента для действительной и мнимой части импеданса, и коэффициента звукопоглощения в области ±500 Гц от собственной частоты работы образца ЗПК. В результате, можно сделать вывод, что предложенная методика позволяет качественно определять акустические характеристики образцов ЗПК с несколькими отверстиями.

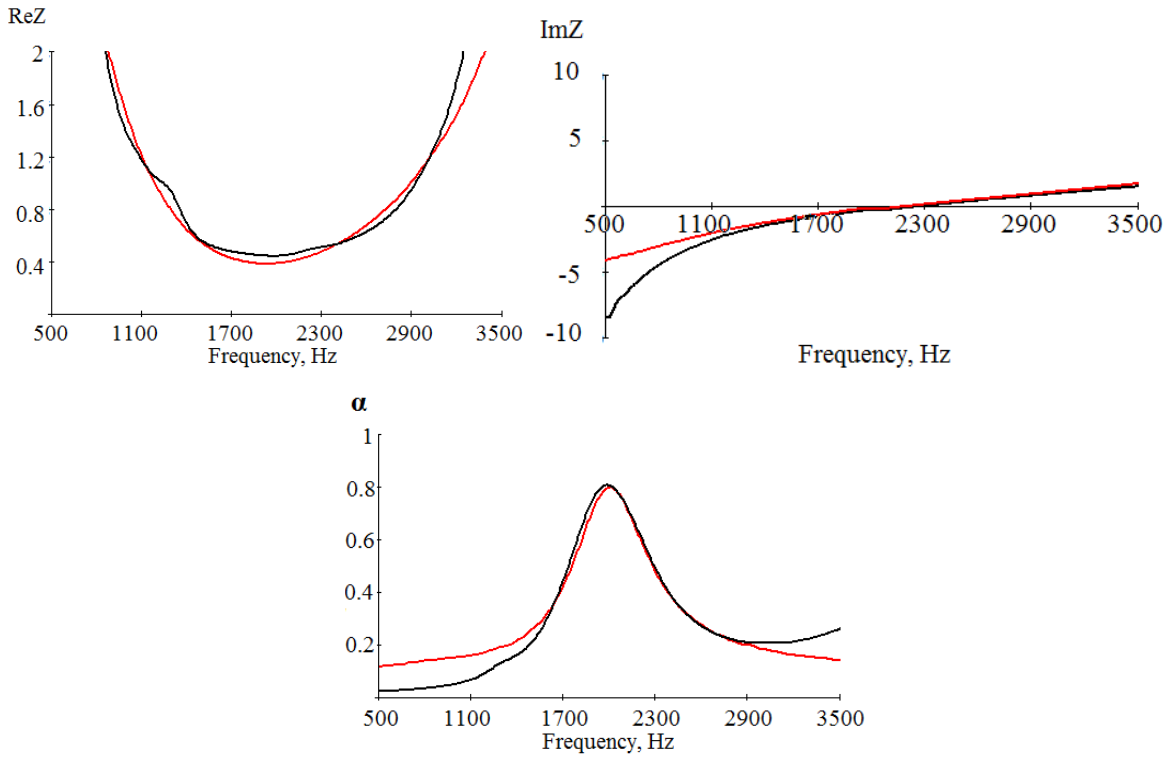


Рис. 4. Сравнение акустических характеристик для тестового образца: красная кривая – эксперимент, черная – расчет

3. Заголовок первого уровня

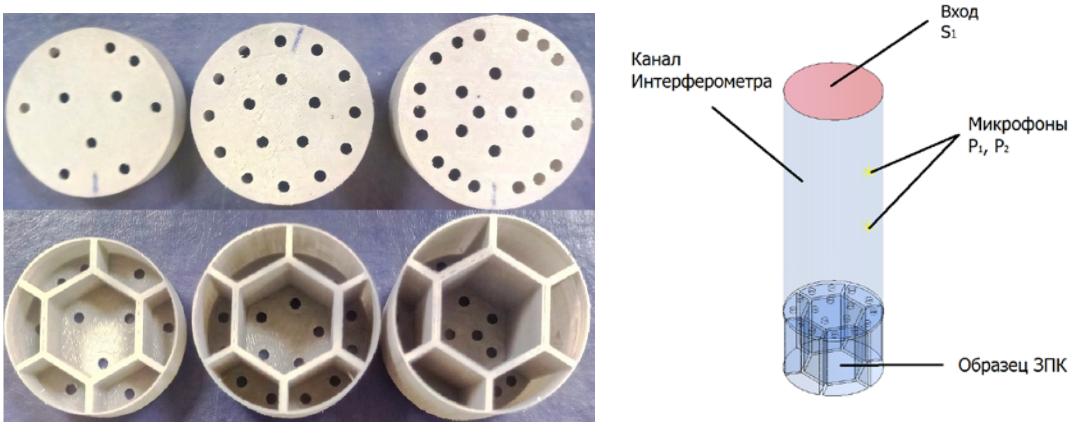
Описанный в предыдущем разделе подход предлагается использовать для определения акустических характеристик образцов используемых в «Интерферометре-30». Были созданы образцы имеющие различные проценты перфорации и высоту сот. Для создания таких образцов использовались аддитивные технологии (метод послойного наплавления) (Рис. 5а). Диаметр отверстий у всех образцов составляет 2 мм, высота горла резонатора 1 мм, сторона соты 9 мм и толщина стенки соты 1 мм. Остальные характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1
Геометрические характеристики исследуемых образцов ЗПК

Обозначение	Степень перфорации, %	Высота резонатора, мм
p5H10	5	10
p8H20	8	20
p12H27	12	27

Стоит отметить, что данные образцы имеют одну полную соту в центре и шесть частей соты вокруг центральной. Созданные образцы имеют тонкую стенку толщиной 0,2 мм по окружности образца, чтобы исключить протечки энергии между боковыми ячейками. Дополнительно, к нижней поверхности образца были жестко приклеены задние стенки.

Геометрические модели, используемые в численном моделировании, полностью соответствовали проектным параметрам для данных образцов. Пример геометрической модели с таким образцом представлен на рисунке 5б. Стоит отметить, что при добавлении в расчет боковых ячеек, количество элементов сетки расчетной модели выросло примерно в два раза.



(а) (б)

Рис. 5. Фотография образцов (а) и геометрическая модель с образцом ЗПК диаметром 30 мм (б)

Представленные на рисунках 6-8 зависимости показывают, что в целом результаты численного моделирования имеют хорошее согласование с экспериментом в области собственных частот резонаторов. Следует отметить, что акустические характеристики образца p5H10 похожи на характеристики многослойной ЗПК, поскольку на графике коэффициента звукопоглощения присутствуют два характерных пика. Первый пик наблюдается при 2400 Гц, а второй – при 3100 Гц. Мнимая часть импеданса равна нулю при тех же частотах.

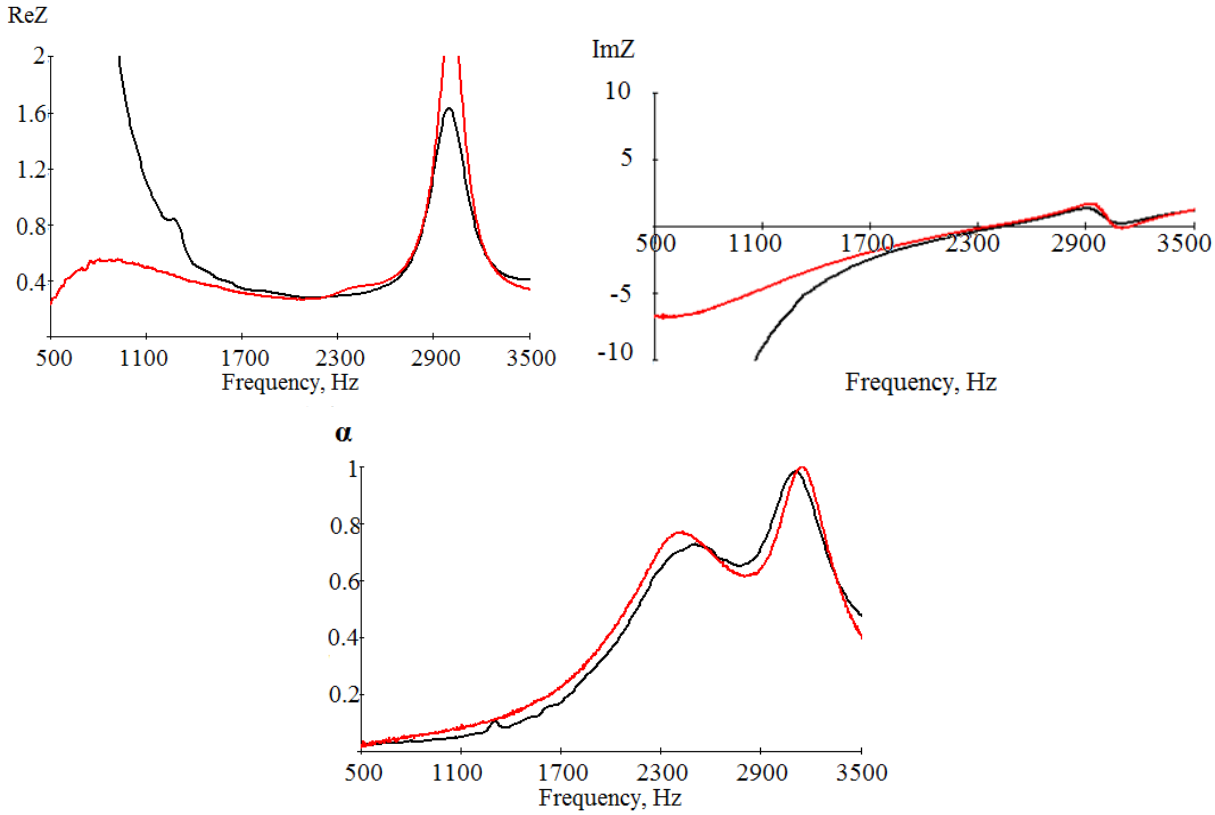


Рис. 6. Акустические характеристики образца ЗПК p5H10 в «Интерферометре-30»: красная кривая – эксперимент; черная – результаты численного моделирования

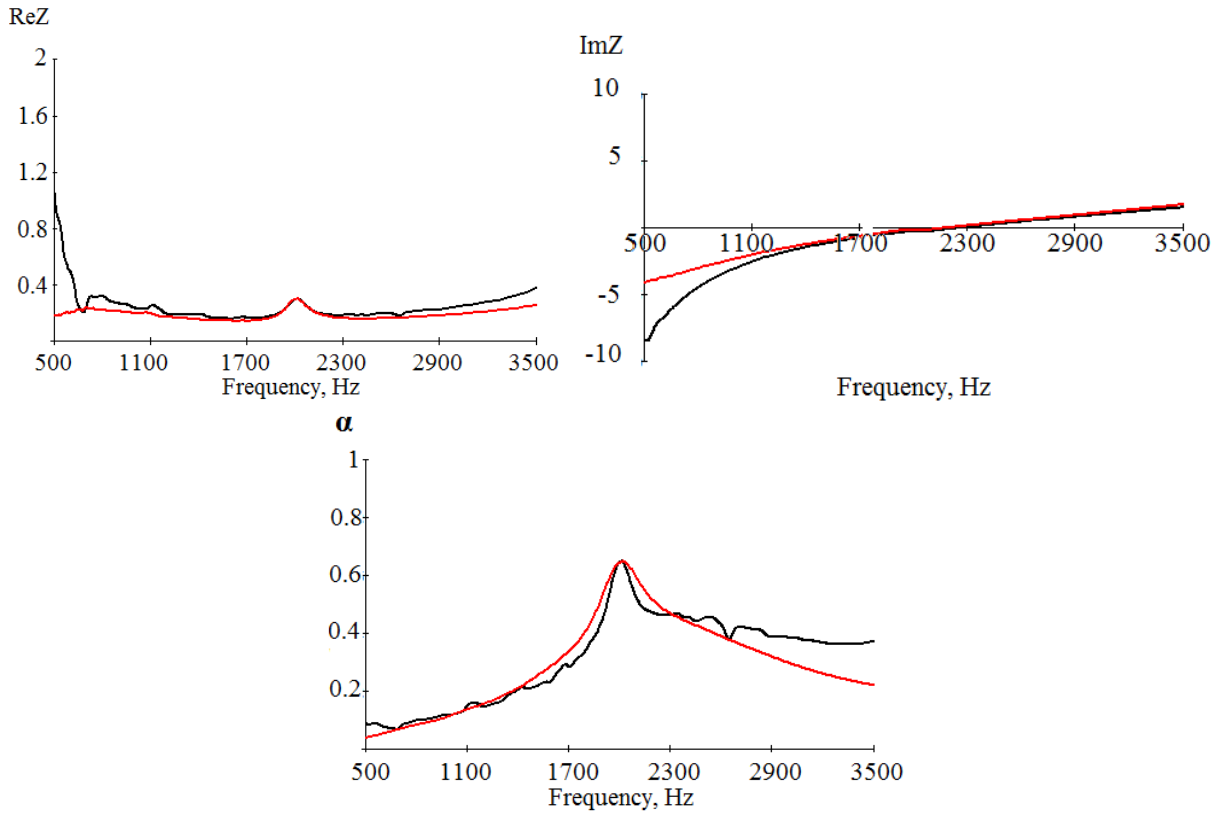


Рис. 7. Акустические характеристики образца ЗПК р8Н20 в «Интерферометре-30»: красная кривая – эксперимент; черная – результаты численного моделирования

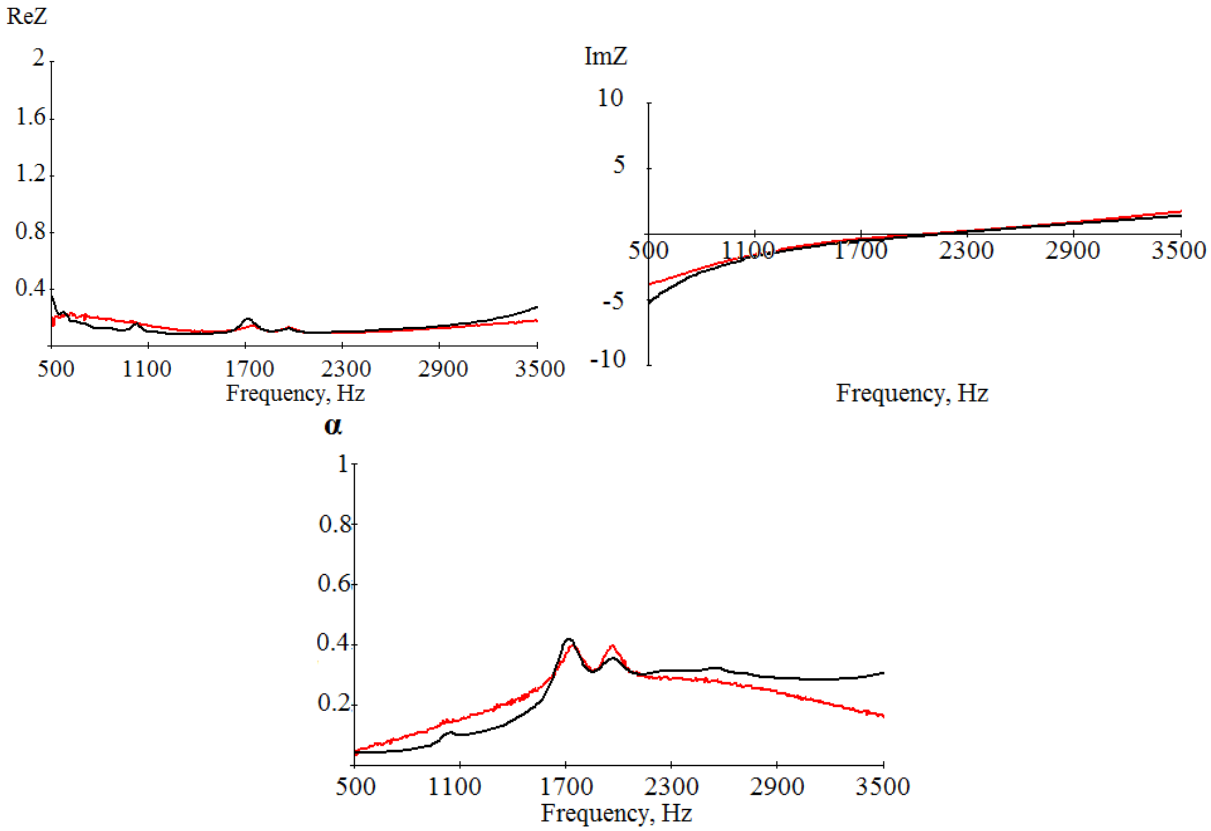


Рис. 8. Акустические характеристики образца ЗПК р12Н27 в «Интерферометре-30»: красная кривая – эксперимент; черная – результаты численного моделирования

Для образца p8H20 пик наблюдается в действительной части импеданса на частоте 2024 Гц, такой же пик появляется и на коэффициенте звукопоглощения. Однако, мнимая часть импеданса пересекает 0 в точке 2192 Гц и пик на спектре коэффициента звукопоглощения должен наблюдаться на этой частоте. Для образца p12H27 положения пиков в действительной части импеданса и коэффициента звукопоглощения одинаковы (при 1744 и 1960 Гц), а мнимая часть импеданса достигает нулевого значения при частоте 2104 Гц.

Теоретически однослойная ЗПК резонансного типа с одинаковыми геометрическими характеристиками всех ячеек на спектре коэффициента звукопоглощения должна иметь один пик. Однако у образца ЗПК, устанавливаемого в канале интерферометра, помимо одной полной соты в центре имеются шесть частей соты вокруг центральной. Данная особенность и вызывает наличие двух пиков, как при численном моделировании, так и в эксперименте.

4. Определение акустических характеристик панели ЗПК на основе расчета одной ячейки

В случае падения плоской волны по нормали к образцу входное воздействие получается везде одинаковым. Поскольку резонаторы изолированы друг от друга жесткими стенками, то при условии одинаковых геометрических характеристик резонаторов отклик на входное воздействие также получается везде одинаковым. Таким образом, при испытаниях в условиях нормально падающих волн полученные акустические характеристики не должны зависеть от размеров образца ЗПК. На основании этого представляется возможным оценивать акустические свойства панелей по расчету одной ячейки.

Для оценки акустических характеристик одной ячейки ЗПК была изменена расчетная модель так, чтобы имитировать свойства ЗПК в условиях бесконечной панели. Из модели были исключены окружающие центральную ячейку малые соты и уменьшена область S_3, имитирующая канал интерферометра до размера, в который вписана сота (рис. 9). Граничные условия на стенках этой области также изменены на стенку с проскальзыванием. Положение точек записи расчетных величин давления осталось таким, же как в расчете для «Интерферометра-30».

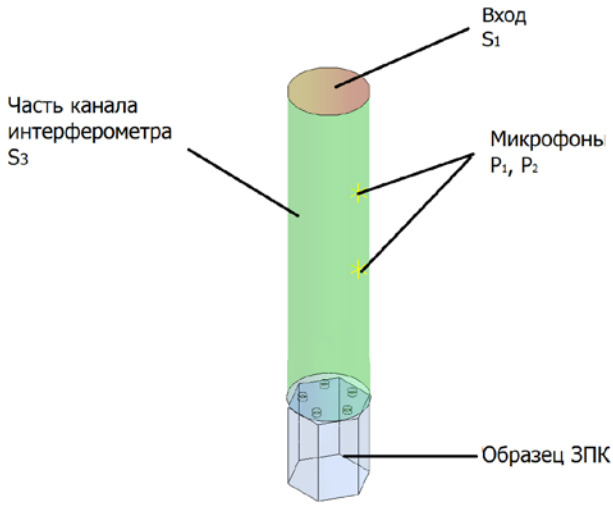


Рис. 9. Расчетная модель с одной ячейкой образца ЗПК

Для верификации данного расчета с экспериментом были созданы образцы для «Интерферометра-50» (Рис. 10). В данном случае на один образец приходится 7 полных ячеек ЗПК, что обеспечивает более надежную верификацию для предложенного подхода. Геометрические характеристики образцов совпадают с представленными в таблице 1.

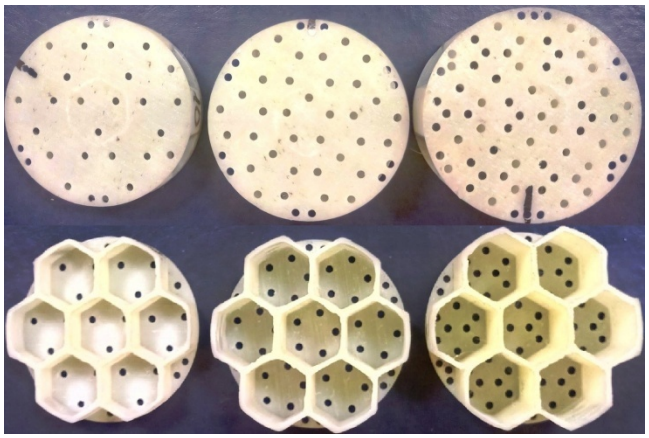


Рис. 10. Фотография образцов ЗПК для «Интерферометра-50»

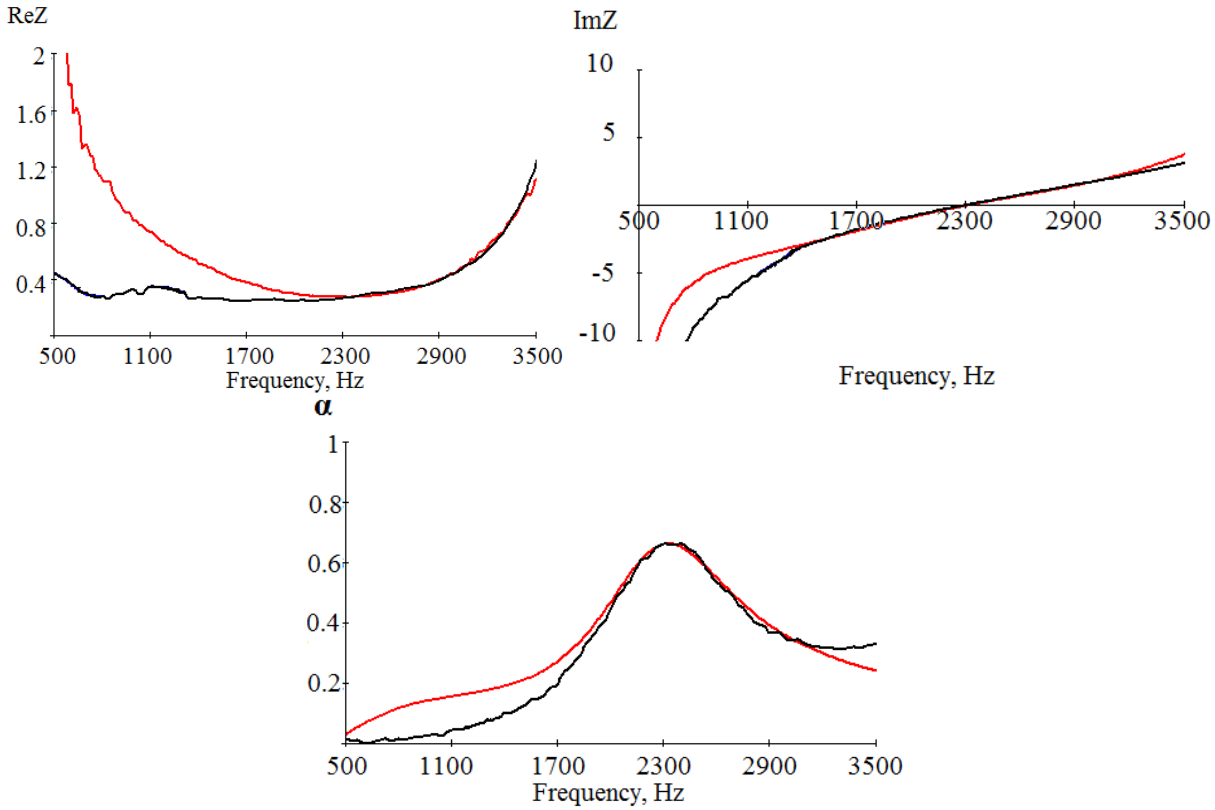


Рис. 11. Акустические характеристики образца ЗПК р5Н10: красная кривая – эксперимент в «Интерферометре-50»; черная – результаты численного моделирования для одной ячейки

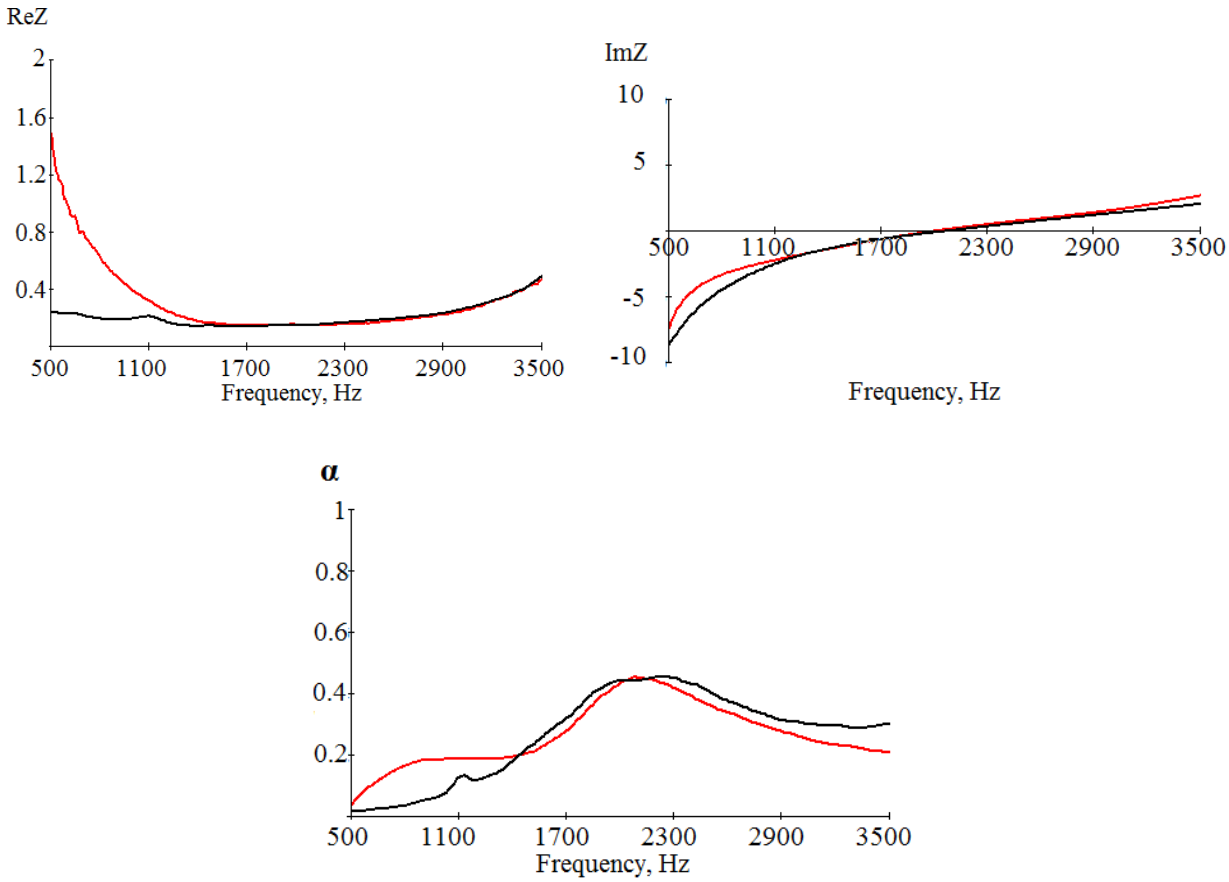


Рис. 12. Акустические характеристики образца ЗПК р8Н20: красная кривая – эксперимент в «Интерферометре-50»; черная – результаты численного моделирования для одной ячейки

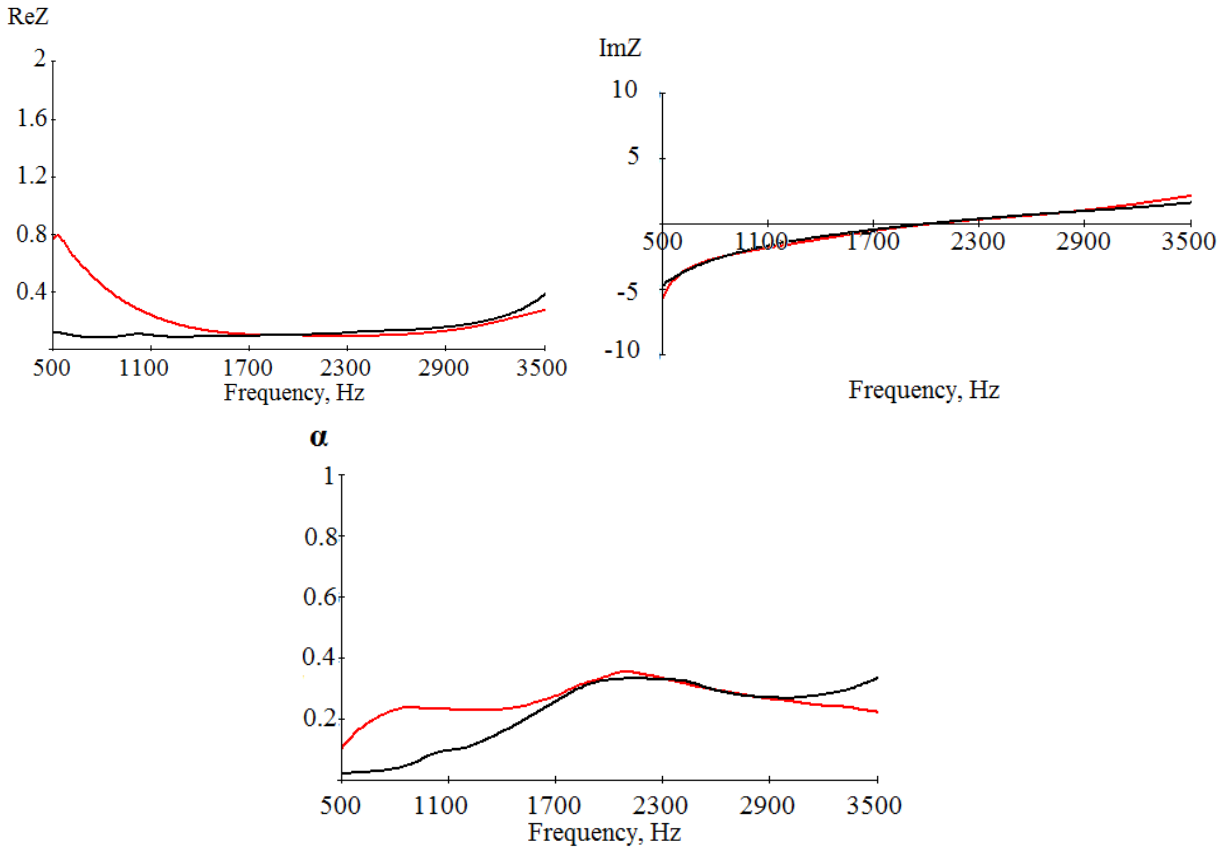


Рис. 13. Акустические характеристики образца ЗПК p12H27:
красная кривая – эксперимент в «Интерферометре-50»; черная – результаты численного моделирования для одной ячейки

Как можно увидеть, на рисунках 11-13 для всех образцов наблюдается хорошее соответствие акустических характеристик образцов ЗПК, полученных путем численного моделирования и экспериментально. На основании этого, можно сделать вывод, что по расчету одной ячейки в такой постановке можно с хорошей точностью прогнозировать акустические свойства резонансной ЗПК при нормальном падении волн и получить выигрыш в 2 и более раза по времени расчета относительно ранее используемых подходов [2, 14, 15], по которым пришлось бы проводить расчет для полного образца из 7 ячеек.

Заключение

На основе прямого численного моделирования разработана методика определения акустических характеристик образцов звукопоглощающих конструкций. Методика верифицирована на полномасштабных образцах для интерферометров с нормальным падением волн с разным сечением канала, имеющих геометрические характеристики, соответствующие реальным однослойным ЗПК авиационных двигателей. Также предложен подход, позволяющий сократить время вычислений в 2 раза (при той же плотности расчетной сетки), сохранив при этом приемлемую точность расчетов, что в дальнейшем может использоваться для предсказания акустических характеристик образцов резонансных ЗПК с более сложной геометрией.

Результаты получены в рамках выполнения государственного задания «Научные сотрудники, обеспечивающие функционирование научных лабораторий, созданных в рамках правительственной программы «Мегагрантов», проект № 9.7942.2017/П220.

Список литературы

1. Соболев А.Ф. Полуэмпирическая теория однослойных сотовых звукопоглощающих конструкций с лицевой перфорированной панелью // Акустический журнал. — 2007. — Т. 53. — № 6. — С. 861-872.

2. Синер А.А., Мякотникова А.С. Численное исследование акустических свойств звукопоглощающих конструкций // Ученые записки ЦАГИ. — 2012. — Т. XLIII. — № 4. — С. 95-110.

3. Кустов О.Ю., Пальчиковский В.В. Интерферометр для высоких уровней акустического давления // Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации. — 2015. — Т. 1. — С. 157-160.

4. Федотов Е.С., Кустов О.Ю., Храмцов И.В., Пальчиковский В.В. Сравнительный анализ акустических интерферометров на основе расчетно-экспериментальных исследований образцов звукопоглощающих конструкций // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. — 2017. — № 48. — С. 89-103.

5. Пальчиковский В.В., Кустов О.Ю., Корин И.А., Черепанов И.Е., Храмцов И.В. Исследование акустических характеристик образцов звукопоглощающих конструкций в интерферометрах с разным диаметром поперечного сечения канала // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. — 2017. — № 51. — С. 62-73.

6. Федотов Е.С., Пальчиковский В.В. Исследование работы резонатора гельмгольца в волноводе прямоугольного сечения // Математическое моделирование в естественных науках. — 2014. — Т. 1. — С. 268-271.

7. Комкин А.И., Быков А.И. Инерционная присоединенная длина горла резонаторов Гельмгольца // Акустический журнал. — 2016. — Т. 62. — №3. — С. 277-287.

8. Na W., Boij S., Efraimsson G. Simulations of acoustic wave propagation in an impedance tube using a frequency-domain linearized Navier-Stokes solver // AIAA Paper 2014-2960.

9. Tam C.K.W., Kurbatskii K.A. A numerical and experimental investigation of the dissipation mechanisms of resonant acoustic liners // Journal of Sound and Vibration. — 2001. — Vol. 245. — №. 3. — P. 545-557.

10. Roche J. M., Leylekian L., Delattre G., Vuillot F. Aircraft fan noise absorption: DNS of the acoustic dissipation of resonant liners // AIAA Paper 2009-3146.

11. Zhang Q., Bodony D.J. Impedance predictions of 3D honeycomb liner with circular apertures by DNS // AIAA Paper 2011-2727.

12. Zhang Q., Bodony D.J. Direct numerical simulation of three-dimensional honeycomb liner with circular apertures // AIAA Paper 2011-843.

13. Fedotov E.S., Khramtsov I.V., Kustov O.Y. Numerical simulation of the processes in the normal incidence tube for high acoustic pressure levels // AIP Conference Proceedings. — 2016. — Vol. 1770.

14. Храмцов И.В., Кустов О.Ю., Федотов Е.С., Пальчиковский В.В., Синер А.А. Численное моделирование акустических процессов в интерферометре с образцами многослойных звукопоглощающих конструкций // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. — 2017. — № 51. — С. 5-15.

15. Khramtsov I.V., Kustov O.Yu., Fedotov E.S., Siner A.A. On numerical simulation of sound damping mechanisms in the cell of a sound-absorbing structure. // Acoustical Physics. — 2018. — Vol. 64. — №. 4. — P. 511-517.

16. Patel D.I., Gupta P., Scalo C. Impedance eduction of acoustic liners via the inverse Helmholtz solver approach // AIAA Paper 2018-3455.

17. ISO 10534-2:1998. Acoustics – determination of sound absorption coefficient and impedance in impedances tubes – part 2: Transfer-function method, 1998.

18. Ansys User's guide. Ansys Release 17.0. Ansys Inc., 2016.

УДК 534.6
OECD 01.03.AA

Оценка шума, проникающего через перегородку между двумя кинозалами

Цукерников И.Е.[1], Фадеев А.С.[2*]
[1]Профессор, Научно-Исследовательского Института Строительной Физики Российской Академии Строительных Наук (НИИСФ РААСН),
г. Москва, Россия
[2]Аспирант, Научно-Исследовательского Института Строительной Физики Российской Академии Строительных Наук (НИИСФ РААСН),
г. Москва, Россия

Аннотация

На территории России за последние 10-15 лет значительно увеличилось количество кинотеатральных залов - мультиплексов в торговых и развлекательных центрах, которые предполагают соседство нескольких залов и их одновременную эксплуатацию. Рассмотрена задача изоляции воздушного шума преградой между двумя кинотеатральными залами, входящими в состав мультиплекса. Проведена серия натурных измерений акустических параметров, показано несоответствие оцененных по ним параметров звукоизоляции требованиям действующих нормативных документов. Рассмотрен вопрос одночисловой оценки изоляции воздушного шума в расширенном диапазоне частот. Оценено влияние акустической отделки на уровни проникающего шума из одного кинозала в другой.

Ключевые слова: перегородка, звукоизоляция, кинотеатральный зал, акустические измерения

Evaluation of the noise that penetrating through the partition between two cinema halls

Tsukernikov I.E.[1], Fadeev A.S.[2]*
[1]Professor, Research Institute of Building Physics (NIISF RAABS), Moscow, Russia
[2] Ph.D. Student, Research Institute of Building Physics (NIISF RAABS), Moscow, Russia

Abstract

The number of cinemas has increased over the past 10 - 15 years in Russia. The main part of new cinemas is multiplex cinemas in the shopping and entertainment malls. It is mean that in multiplex two cinemas may show the movies at the same time. The problem of airborne sound isolating by a partition/slab between two multiplex cinemas halls is considered. The levels of penetrating noise through a partition between two cinemas halls are measured for two cinemas. The discrepancy between the estimated sound insulation parameters and the requirements of the current regulatory documents are shown. A series of field measurements of acoustic parameters is carried out. The discrepancy of the airborne sound insulation parameters by partition is shown. The case of one-number estimation of airborne of sound isolation in the law frequency range is considered. The influence of acoustic finishing on the levels of penetrating noise from one cinema hall to another is estimated.

Key words: *partition, sound insulation, cinema, noise, acoustic measurement*

Введение

На 2019 год на территории Российской Федерации находится более 4000 действующих кинотеатральных залов, большинство из которых входят в состав мультиплексов, что подразумевает возможность расположения нескольких залов в

[*]*Автор корреспондент: 89268339937@mail.ru (Фадеев А.С.)*

непосредственной близости друг от друга. В большинстве мультиплексов залы разделяются между собой перегородкой, реже – междуэтажным перекрытием.

Система звуковоспроизведения современного кинотеатрального зала характеризуется возможностью воспроизведения высоких уровней в области низких частот (октавные полосы со среднегеометрическими частотами ($f_{с.г.}$) 31,5; 63 и 125 Гц). В то же время, как известно из теории и практики строительной акустики, изоляция воздушного шума преградой в области низких частот имеет невысокие значения по сравнению с изоляцией воздушного шума той же преградой в области средних и высоких частот. Таким образом, соседство двух кинотеатральных залов может приводить к проникновению звукового сигнала системы звуковоспроизведения одного кинозала в другой и вызывать жалобы зрителей на проникающий шум.

Указанные обстоятельства позволяют считать задачу изоляции воздушного шума преградой (перегородкой или перекрытием) между двумя кинотеатральными залами в области низких частот актуальной прикладной задачей современной строительной акустики. В настоящей статье приведены результаты серии натурных измерений изоляции воздушного шума перегородкой между парой кинозалов. Показан дефицит изоляции воздушного шума перегородкой относительно действующих нормативно технических документов особенно в низкочастотном диапазоне (октавные полосы с $f_{с.г.}$ = 31,5-125 Гц).

1. Натурные измерения акустических параметров в мультиплексах

Проведена серия акустических измерений в мультиплексах г. Москвы и Санкт-Петербурга:

- Мираж в Озерках (г. Санкт-Петербург, 2017);
- Киномакс Колумбус (г. Москва, 08.2017);
- Киномакс Миля (г. Москва, 19.04.2018);
- Киномакс Титан (г. Москва, 11.10.2018).

Натурные измерения акустических параметров с целью дальнейшей оценки звукоизоляционных свойств конструкции осуществлены для четырёх пар кинозалов, разделённых между собой перегородкой.

1.1. Схема проведения измерений

На многоканальную звуковоспроизводящую систему одного из кинозалов (помещение высокого уровня – ПВУ) оператором кинозала подавался тестовые сигналы - «розовый» шум, рекламный ролик (трейлер). Шумомером-анализатором спектра ЭКОФИЗИКА-110А (Россия) измеряли уровни звукового давления (УЗД) в ПВУ и соседнем кинозале (помещении низкого уровня – ПНУ).

Ситуационный план с указанием точек, в которых проведены измерения акустических параметров одной из пар кинозалов представлен на рис. 1, геометрические параметры залов приведены в табл. 1.

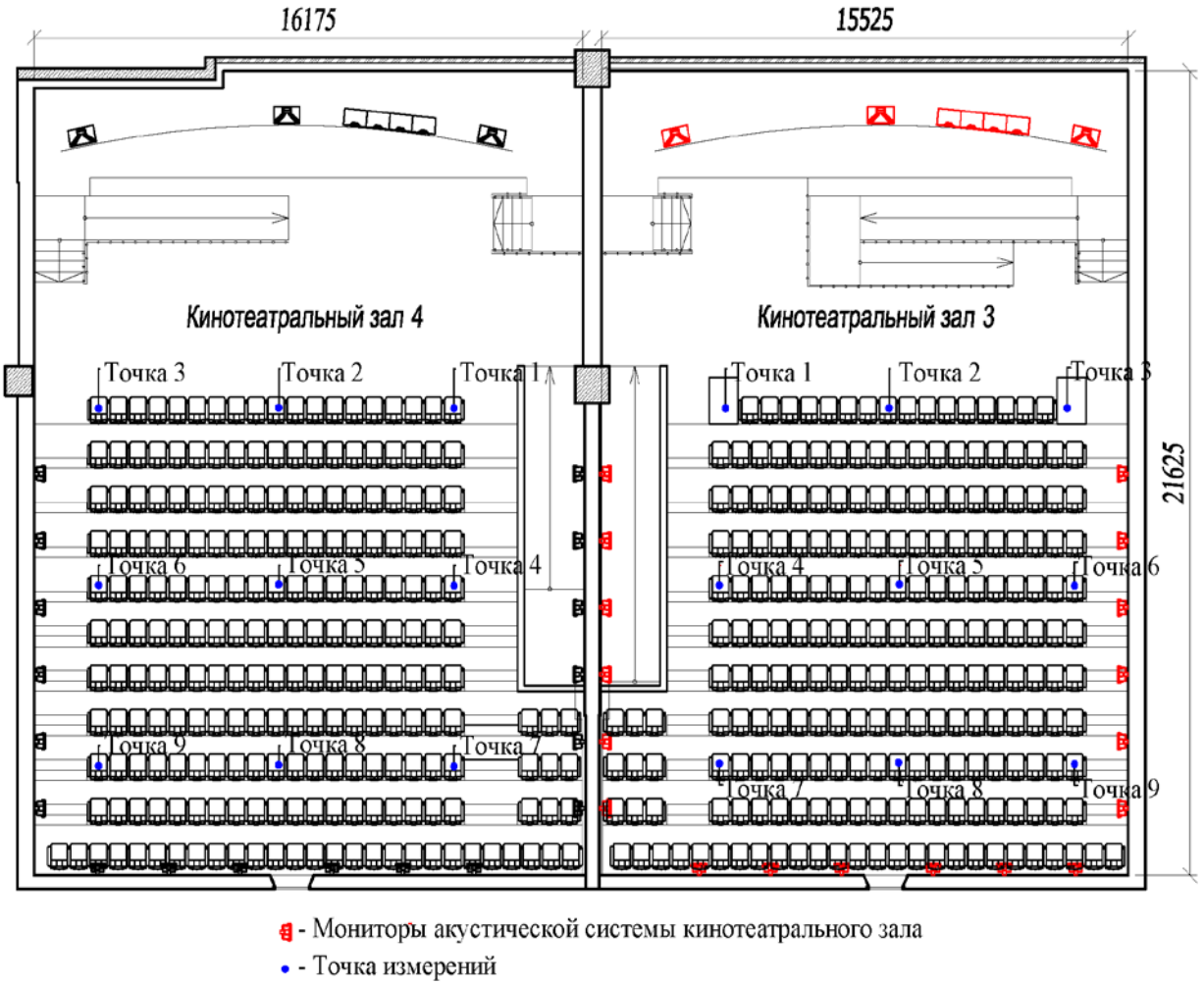


Рис. 1. Кинозалы 3 и 4 мультиплекса «Киномакс Колумбус»

Таблица 1
Геометрические характеристики кинозалов

Киноплекс	**Площадь перегородки между ПВУ и ПНУ, м^2**	**Объем ПНУ, м^3**
Мираж в Озерках	100	1410
Киномакс Колумбус	315	4890
Киномакс Миля	115	720
Киномакс Титан	135	1480

1.2. Результаты натурных измерений акустических параметров

1.2.1. Уровни звукового давления в ПВУ

На рис. 2 приведены А-корректированные спектры звука, зафиксированные при воспроизведении трейлера. Эталонные спектры, отмеченные на рис. 2 – спектры №1 и №2 из ГОСТ Р 56769-2015 [1], для удобства сравнения с измеренными получены путём смещения вверх до уровня 75 дБ в октавной полосе с $f_{с.г.}$ = 500 Гц.

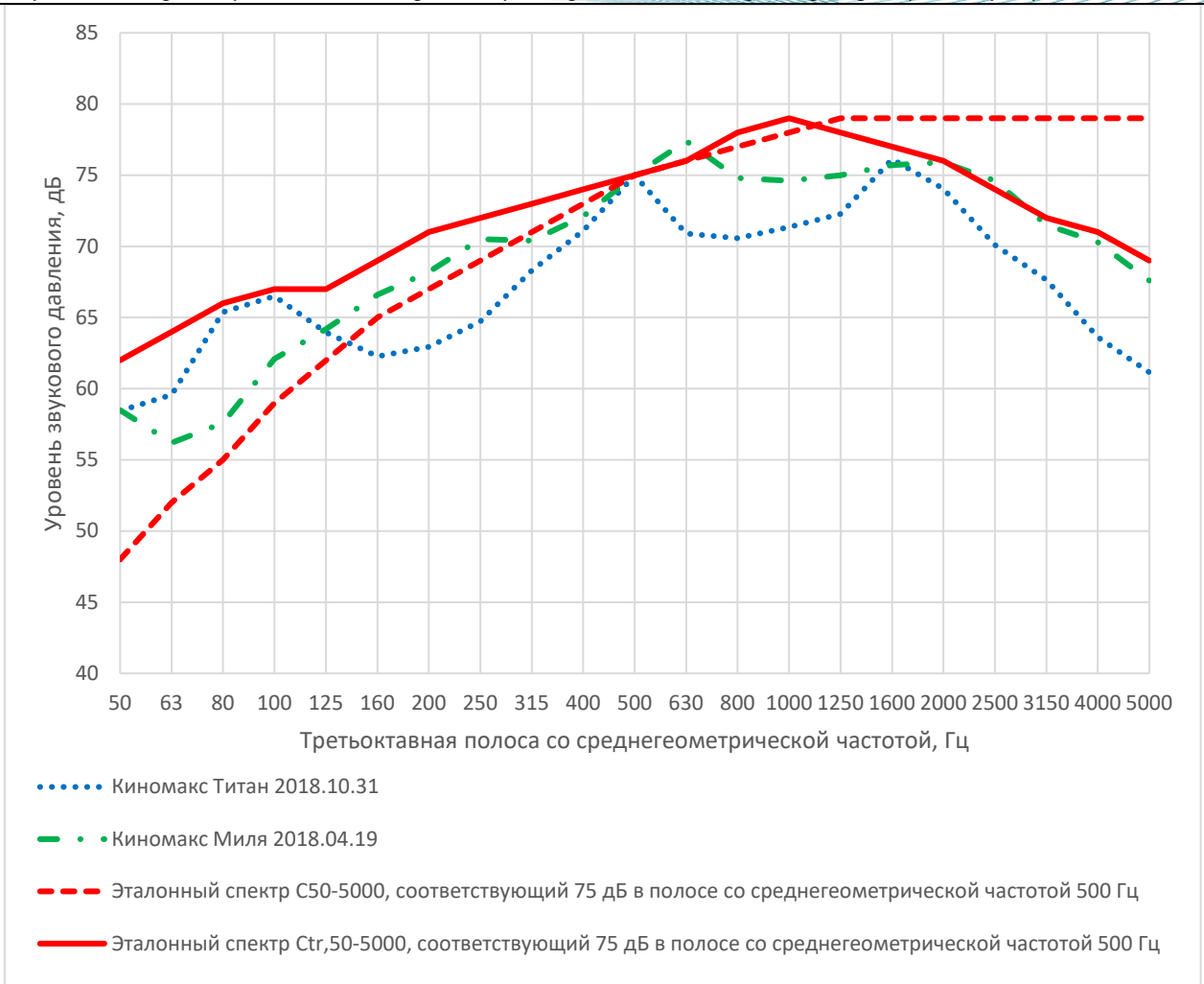


Рис. 2. А-корректированные УЗД в ПВУ при воспроизведении трейлера

На рис. 2 видно, что спектр $C_{tr,50–5000}$ больше соответствует измеренным А-корректированным спектрам при воспроизведении трейлера. Вместе с тем в работе [2] показано, что для зала кинотеатра (Киномакс Колумбус 2018.08) лучшую оценку снижения уровня звука А дает использование спектра $C_{50\text{-}5000}$.

1.2.2. Уровни проникающего шума в ПНУ при звуковоспроизведении трейлера в ПВУ

На рис. 3 измеренные УЗД в ПНУ при звуковоспроизведении трейлера на акустической многоканальной системе ПВУ сравниваются с допустимыми значениями нормативных документов [3]-[7], обзор которых выполнен в [2]. Превышения нормативных значений зафиксированы в октавных полосах с $f_{с.г.}$ = 31,5 и 63 Гц. Наибольшие превышения имеют место в октавной полосе с $f_{с.г.}$ = 63 Гц, и в зависимости от нормативного документа отклонения составляют от 4 до 12 дБ.

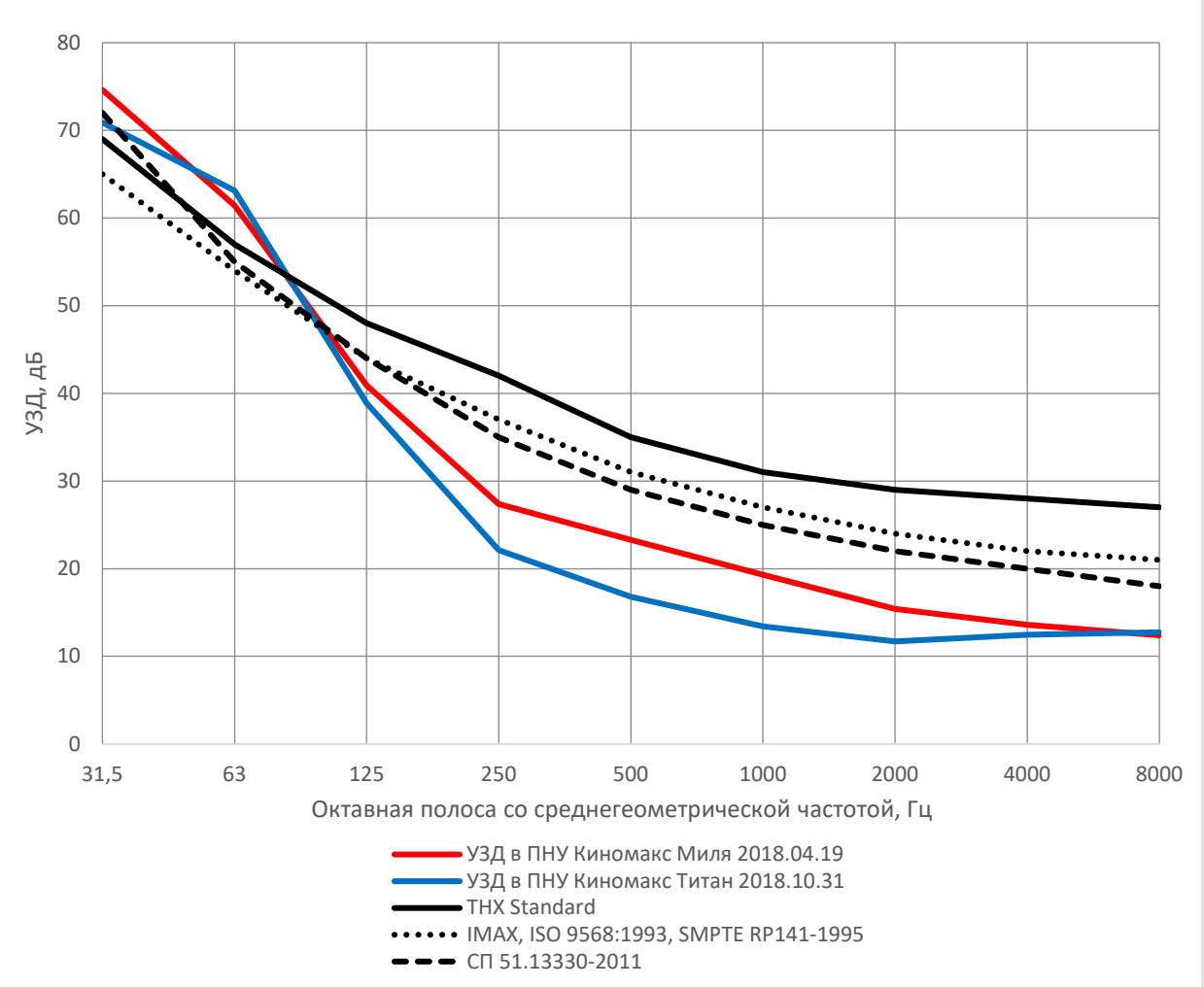


Рис. 3. УЗД в ПНУ при воспроизведении трейлера в соседнем кинозале

1.2.3. *Ослабление шума перегородкой между ПВУ и ПНУ*

Ослабление шума (NR) перегородкой между кинозалами определяется соотношением:

$$NR = L_{m1} - L_{m2}, \quad (1)$$

Результаты расчётов в октавных полосах частот для различных типов источников и сигналов представлены на рис. 4, где также выполнено сравнение с требованиями нормативных документов [4], [7].

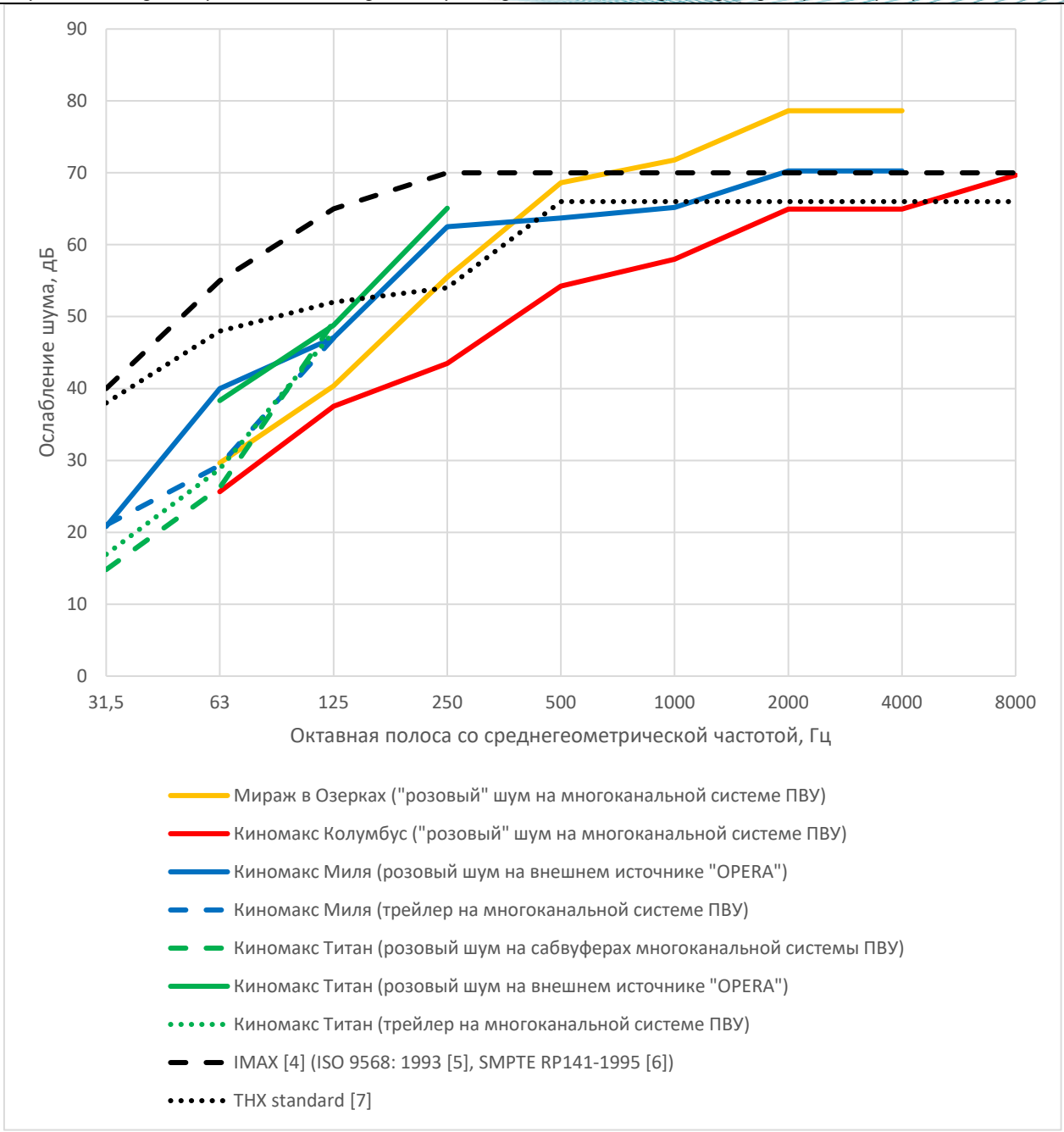


Рис. 4. Измеренное ослабление шума перегородкой в мультиплексах

Отсутствующие участки графиков ослабления на рис. 4 обусловлены высокой изоляцией перегородки и недостаточным уровнем полезного сигнала. Ослабление шума между залами в октавных полосах с $f_{с.г.}$ = 31,5; 63 и 125 Гц не удовлетворяет требованиям Международного Стандарта [5] и документов [4, 6] для всех рассматриваемых случаев.

1.2.4. Изоляция воздушного шума перегородкой между ПВУ и ПНУ

На рис. 4 видно, что в натурных условиях не всегда удаётся получить УЗД в ПНУ, достаточные для определения изоляции воздушного шума перегородкой между двумя кинозалами. Причины невозможности получения достоверных данных:

- Высокая изоляция воздушного шума перегородкой;
- Ограниченная мощность источника звука ПВУ;

• Высокие фоновые шумы ПНУ, обусловленные работой систем вентиляции ПНУ и/или здания.

Из рассматриваемых серий измерений только один случай из четырёх позволяет определить изоляцию воздушного шума в нормируемом и расширенном диапазонах частот (в третьоктавных полосах с $f_{с.г.}$ = 50 – 5000 Гц). В [2] определена изоляция воздушного шума в нормируемом и расширенном диапазонах частот, а также соответствующие одночисловые параметры.

1.2.5. Оценка влияния закрепления и размещения источника ПВУ на изоляцию воздушного шума между кинозалами

В обследуемых ПВУ, как большинстве современных кинозалов, используется многоканальная система звукоусиления. Системы рассматриваемых ПВУ состоят из мониторов, жёстко закреплённых на стенах, и сабвуферов, установленных за звукопроницаемым экраном. Рассмотрим возможность использования акустической системы кинозала для измерений ослабления шума и изоляции воздушного шума с целью получения достоверных результатов. На рис. 5 приведены результаты измерений ослабления шума на внешнем источнике и на акустической системе ПВУ для различных типов сигналов в третьоктавных полосах.

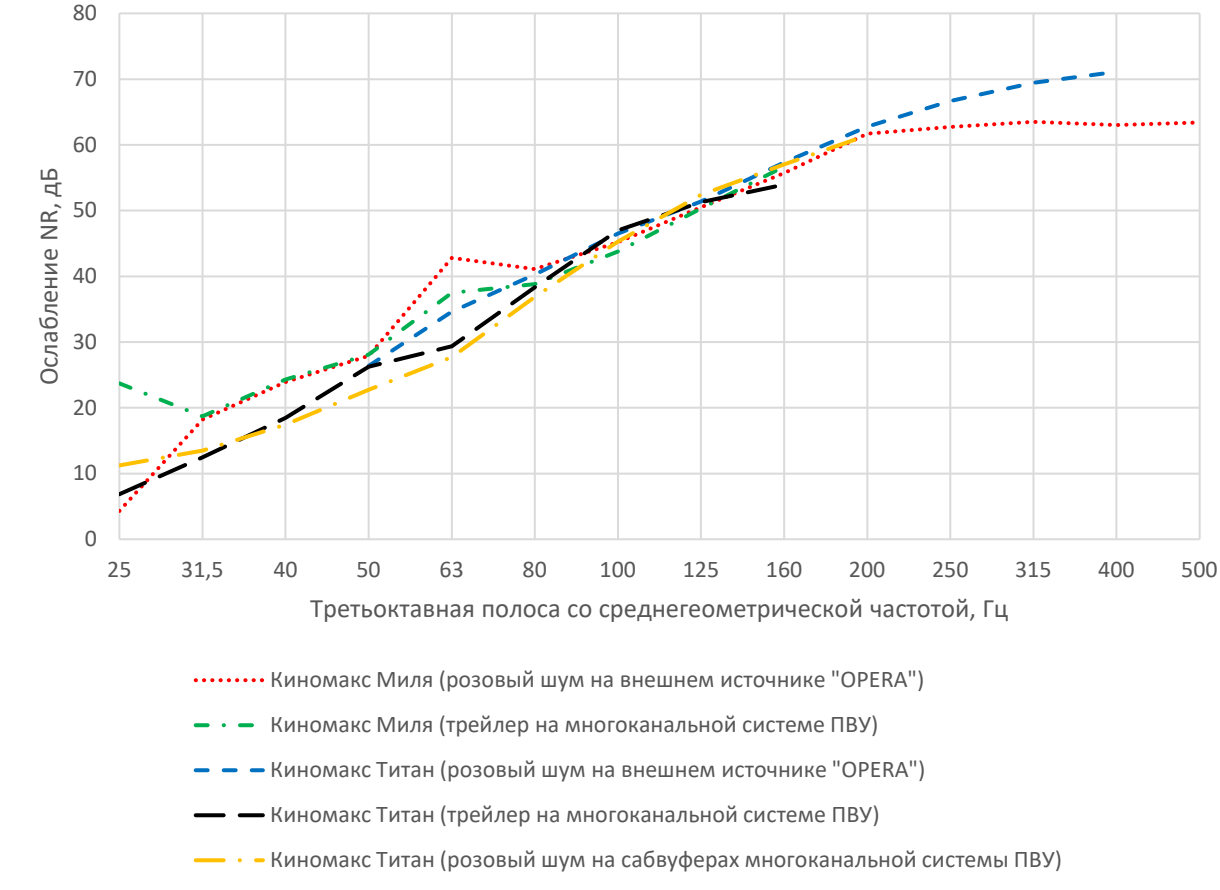


Рис. 5. Измеренное ослабление шума перегородкой

В случае использования акустических мониторов, закреплённых к перегородке, разделяющей ПВУ и ПНУ, для измерений ослабления шума и изоляции воздушного шума перегородкой способ закрепления может влиять на полученные результаты. Это обусловлено возможным возбуждением мониторами многоканальной акустической системы кинозала вибрации и структурного шума на конструкции перегородки.

Результаты и сравнительный анализ, представленный на рис. 5 свидетельствуют, что для оценки звукоизоляционных свойств перегородок в низкочастотном диапазоне (октавные полосы с $f_{с.г.}$ = 31,5-125 Гц) допустимо использовать как внешний источник, так и многоканальную акустическую систему одного из залов с воспроизведением сигнала «розовый» шум или рекламного трейлера. При выборе типа источника и сигнала приоритетным является максимальный уровень звука в рассматриваемой октавной или третьоктавной полосе, позволяющий получить наилучшее соотношение сигнал/фоновый шум в ПНУ.

1.2.6. Оценка снижения проникающего шума из одного кинозала во второй за счёт увеличения фонда звукопоглощения в области низких частот

В формуле 1 ослабление шума определяется разностью УЗД в ПВУ и ПНУ. При воспроизведении трейлера УЗД в ПВУ определяются следующими факторами:

- спектральный характер трейлера (зависит от изготовителя трейлера);
- уровень звука (определяется кинотехником, как правило, не меняется).
- акустическая отделка ПВУ.

Если первые две составляющие носят непостоянный характер, то акустическая отделка постоянна, оценка данного фактора на NR представляет интерес.

В рамках настоящей работы время реверберации в ПВУ не измерялось. На рис. 6 приведены измеренные значения реверберации в ПНУ.

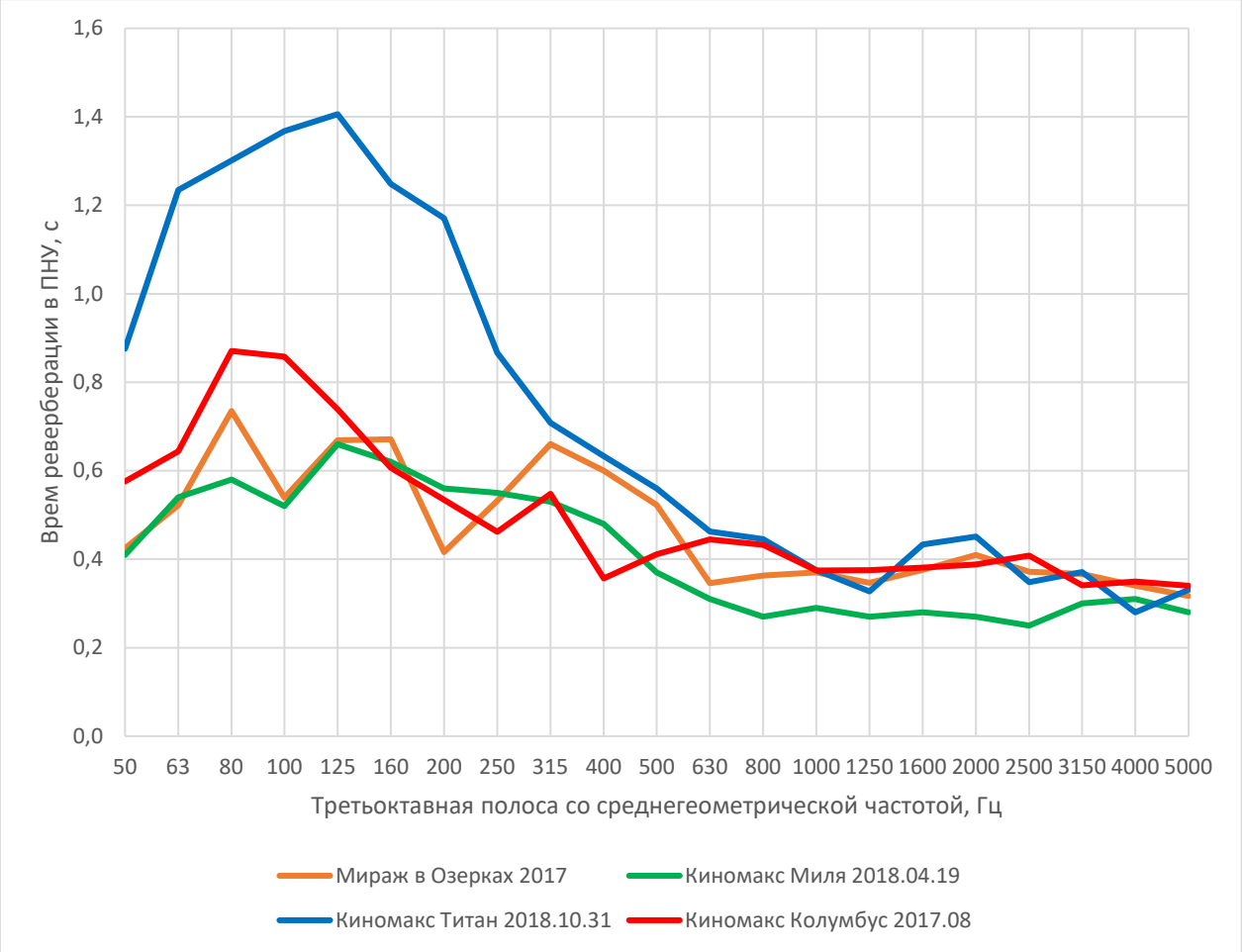


Рис. 6. Измеренное время реверберации в ПНУ

ПВУ и ПНУ - кинозалы схожих объёмов и отделки. Для оценочных расчётов настоящего раздела время реверберации в ПВУ принимается равному времени реверберации в ПНУ. Из графиков рис. 7 видно, что время реверберации в области низких частот выше, чем в областях средних и высоких частот, что является общей тенденцией для всех рассматриваемых кинозалов.

На рис. 7 рассматривается кривая с наибольшим дисбалансом измеренных значений (Киномакс Титан 2018.10.31) и приведены соответствующие требования из [4].

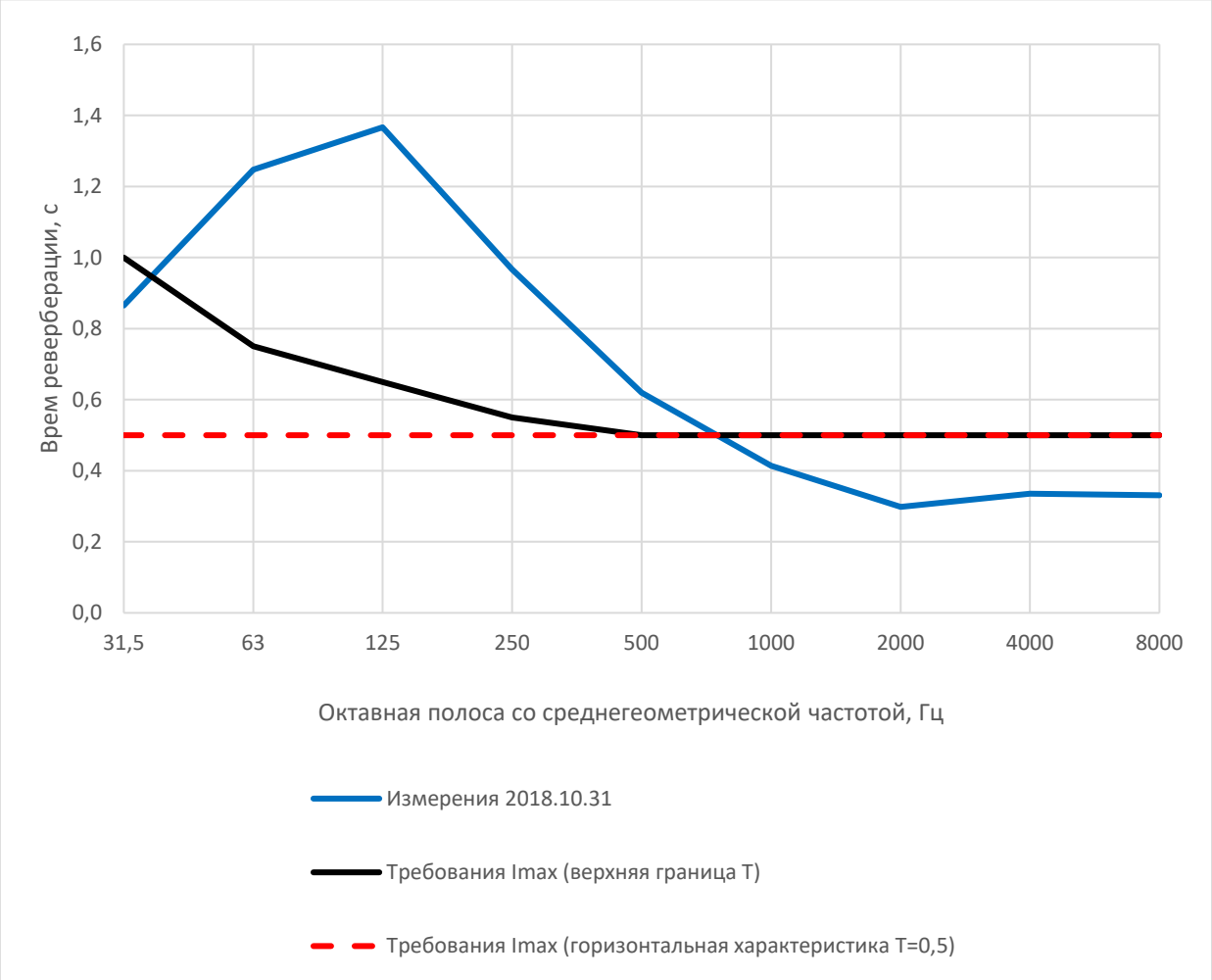


Рис. 7. Время реверберации в кинозалах «Киномакс Титан»

На рис. 7 видно, что измеренные значения времени реверберации превышают рекомендованные в октавных полосах с $f_{с.г}$ = 31,5 – 500 Гц. Объём каждого из залов составляет около 1480 м^3, а площадь внутренних поверхностей около 845 м^2. Оценим влияние реверберации залов на ослабление шума NR между двумя рассматриваемыми кинозалами для модели измерений согласно [8] и трёх случаев, соответствующих значениями времени реверберации рис. 7. Расстояние между источником и микрофоном ПВУ принимается равным 5 м.

Октавные уровни звукового давления в расчетной точке ПВУ $L_{ПВУ}$, дБ, определяются по формуле [9]

$$L = L_w + 10\lg\left(\frac{\chi\Phi}{\Omega r^2} + \frac{4}{kB}\right), \quad (2)$$

где L_w - октавный уровень звуковой мощности, дБ; χ - коэффициент, учитывающий влияние ближнего поля; Φ - фактор направленности источника шума; Ω -

пространственный угол излучения источника, рад; r - расстояние от акустического центра источника шума до расчетной точки, м; k - коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении; B - акустическая постоянная помещения, м^2, определяемая по формуле

$$B = \frac{A}{1 - \alpha_{ср}}, \quad (3)$$

где A - эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2, определяемая по формуле

$$A = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i S_i + \sum_{j=1}^{m} A_j n_j, \quad (4)$$

где α_i – коэффициент звукопоглощения i-й поверхности; S_i - площадь i-й поверхности, м^2; A_j – эквивалентная площадь звукопоглощения j-го штучного поглотителя, м^2; n_j – число штучных поглотителей; $\alpha_{ср}$ - средний коэффициент звукопоглощения, определяемый по формуле

$$\alpha_{ср} = \frac{A}{S_{огр}}, \quad (5)$$

где $S_{огр}$ - суммарная площадь ограждающих поверхностей помещения, м^2.

Октавные уровни звукового давления проникающего шума в ПНУ $L_{ПНУ}$, дБ, согласно п. 7.8 [10] определяются по формуле:

$$L = L_ш - R + 10 \lg S - 10 \lg B_и - 10 \lg k, \quad (6)$$

где $L_ш$ - октавный уровень звукового давления в помещении с источником шума на расстоянии 2 м от разделяющего помещения ограждения, дБ, R - изоляция воздушного шума ограждающей конструкцией, через которую проникает шум, дБ; S - площадь ограждающей конструкции, м^2; $B_и$ - акустическая постоянная изолируемого помещения, м^2; k - то же, что и в формуле (2).

Акустическая отделка ПВУ и ПНУ при неизменной акустической мощности источника влияет на УЗД в кинозалах. Данное влияние определяется членами $10*\lg(\chi*Ф/(\Omega*r^2)+4/(k*B))$ и $-10*\lg(B_и)$ в ПВУ и ПНУ соответственно. В табл. 2 и 3 рассчитаны соответствующие значения.

Таблица 3

Поправки для УЗД в ПВУ за счёт акустической отделки

Октавная полоса со средне-геометрической частотой, Гц	**$10*\lg(\chi*Ф/(\Omega*r^2)+4/(k*B))$, дБ, для времени реверберации**			**Поправка $\Delta L_{ПВУ} = L_{ПВУ\ ИЗМ} - L_{ПВУ\ ТРЕБ}$, дБ**	
	Измерения	**Требования Imax**		**Требования Imax**	
		верхняя граница T	**горизонтальная характеристика T=0,5 с**	**верхняя граница T**	**горизонтальная характеристика T=0,5 с**
31,5	-21,6	-20,3	-18,9	1,4	-1,8
63	-18,6	-17,9	-20,9	-3,0	-4,7
125	-18,1	-17,5	-22,0	-4,5	-5,5
250	-20,0	-19,0	-22,6	-3,6	-3,9
500	-24,4	-22,2	-23,0	-0,8	-0,8
1000	-27,7	-23,9	-23,0	0,9	0,9
2000	-30,4	-24,8	-23,0	1,8	1,8
4000	-29,3	-24,5	0,50	3,6	3,6
8000	-29,4	-24,5	0,50	3,7	3,7

Таблица 4

Поправки для УЗД в ПНУ за счёт акустической отделки

Октавная полоса со средне-геометрической частотой, Гц	**-10*lg($B_и$), дБ, для времени реверберации**			**Поправка $\Delta L_{ПНУ} = L_{ПНУ\ изм} - L_{ПНУ\ треб}$, дБ,**	
	Измерения	**Требования Imax**		**Требования Imax**	
		верхняя граница Т	**горизонтальная характеристика Т=0,5 с**	**верхняя граница Т**	**горизонтальная характеристика Т=0,5 с**
31,5	-26,1	-25,2	-30,3	0,9	-4,3
63	-23,9	-27,0	-30,3	-3,1	-6,4
125	-23,4	-28,1	-30,3	-4,7	-6,9
250	-25,4	-29,4	-30,3	-4,1	-4,9
500	-28,4	-30,3	-30,3	-1,9	-1,9
1000	-32,5	-30,3	-30,3	2,2	2,2
2000	-41,2	-30,3	-30,3	10,8	10,8
4000	-36,3	-30,3	-30,3	6,0	6,0
8000	-36,7	-30,3	-30,3	6,4	6,4

Полученные в табл. 2 и 3 поправки к УЗД в ПВУ и ПНУ характеризуют влияние акустической отделки и прибавляются к соответствующим УЗД в ПВУ и ПНУ при воспроизведении трейлера на многоканальной системе ПВУ. На рис. 8 приведены расчётные УЗД в ПНУ для трёх вариантов акустической отделки в октавных полосах с $f_{с.г.}$ = 31,5-125 Гц, которые сравниваются с требованиями нормативных документов.

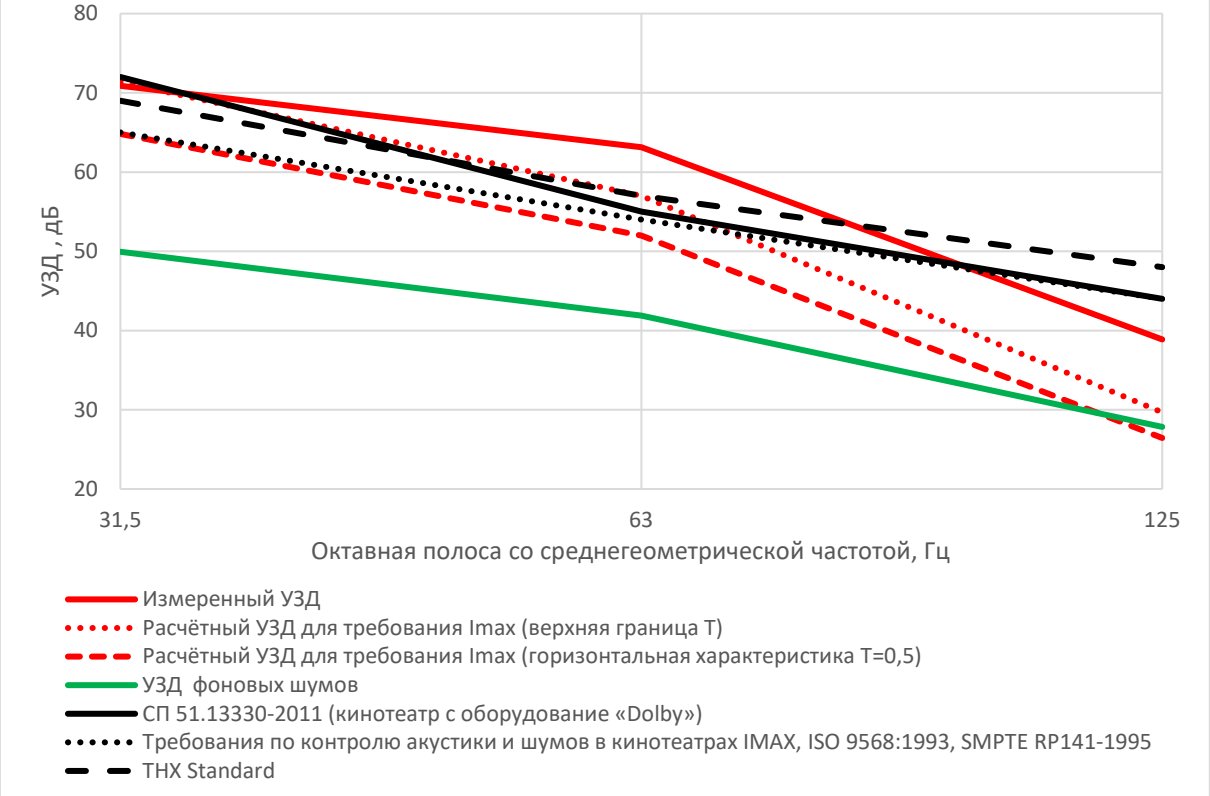


Рис. 8. УЗД в ПНУ

Увеличение фонда звукопоглощения в области низких частот позволяет снизить уровень проникающего шума до 9 дБ в отдельных полосах частот, что в рассматриваемом

случае достаточно, чтобы удовлетворить требованиям нормативных документов. При этом время реверберации удовлетворяет требованиям стандарта [4].

Заключение

Установлено, что характер звука трейлера, воспроизводимого на многоканальной акустической системе кинозала ближе к спектру №2, чем спектру №1 ГОСТ Р 56769-2015. Для одночисловой оценки рекомендуется применять член спектральной адаптации C_{tr}. Вместе с тем в работе [2] показано, что лучшую оценку снижения уровня звука А дает использование спектра $C_{50\text{-}5000}$.

Выполненными экспериментальными исследованиями установлен дефицит изоляции воздушного шума перегородкой, а также превышение предельно допустимых уровней проникающего звука трейлера из одного кинозала в другой относительно действующих нормативно технических документов. Показано, что наиболее проблемным диапазоном частот является низкочастотный диапазон (октавные полосы с $f_{с.г.}$ = 31,5-63 Гц), что наглядно свидетельствует о необходимости повышения звукоизолирующих свойств перегородок особенно в низкочастотном диапазоне.

Для оценки звукоизоляционных свойств перегородки в области низких частот (октавные полосы с $f_{с.г.}$ = 31,5-125 Гц) допустимо использовать как внешний источник, так и многоканальную систему кинозала с подачей сигналов «розовый» шум, трейлер. Фактор закрепления части мониторов многоканальной системы на тестируемой конструкции не влияет на полученные результаты в октавных полосах с $f_{с.г.}$ = 31,5-125 Гц.

Рассмотрено влияние акустической отделки на уровень проникающего шума из одного кинозала в другой. Выполнена расчётная оценка снижения уровня проникающего шума для одной из пар кинозалов, обусловленная увеличением фонда звукопоглощения в октавных полосах с $f_{с.г.}$ = 31,5-125 Гц. На рис. 8 показана важность обеспечения высокого уровня фонда звукопоглощения в области низких частот в кинозалах мультиплексов с целью снижения уровней проникающего шума из одного кинозала в другой.

Список литературы

1. ГОСТ Р 56769-2015 (ИСО 717-1:2013) Здания и сооружения. Оценка звукоизоляции воздушного шума, Москва, Стандартинформ, 2016 – 10 с.

2. Цукерников И.Е., Фадеев А.С. Оценка изоляции шума преградой между двумя кинотеатральными залами // Бюллетень строительной техники, БСТ.

3. СП 51.13330-2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003, Минрегион России, 2010. – 7 с.

4. IMAX. Требования по контролю акустики и шумов в кинотеатрах, Миссиссауга, Онтарио – 2002, 5-6 с.

5. ISO 9568:1993 Cinematography - Background acoustic noise levels in theatres, review rooms and dubbing rooms, ISO, Geneva, Switzerland, 1993.

6. Society of Motion Picture and Television Engineers, SMPTE RP 141, Background Acoustic Noise Levels in Theatres and Review Rooms, 1995

7. THX tech pages. THX. (2012). Retrieved February 13, 2012 [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL:
http://www.cinemaequipmentsales. com/athx2.html

8. ГОСТ Р 56769-2015 (ИСО 717-1:2013) Здания и сооружения. Оценка звукоизоляции воздушного шума, Москва, Стандартинформ, 2016 – 10 с.

9. СНиП 23-03-2003«Защита от шума», Минрегион РФ, 2010. – 38 с.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 628.517
OECD ACOUSTICS

Опыт внедрения глушителей шума выброса пара с оригинальным дроссельным устройством

Чугунков Д.В.[1*], Сейфельмлюкова Г.А.[2]
[1]Доцент, Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
[2]Научный сотрудник, Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

Аннотация

Выбросы пара в атмосферу от энергетических котлов являются самыми мощными источниками шума на тепловых электрических станциях. Генерация шума данных источников связана, как правило, с истечением недорасширенных паровых струй в атмосферу со скоростями, превышающими сверхзвуковые значения. Уровни шума вблизи выбросов пара могут превышать 140 дБА, что обуславливает необходимость применения высокоэффективных мер по шумоглушению. В данной работе приведено описание высокоэффективных систем шумоглушения выброса пара с объединением нескольких выхлопных трубопроводов котлов и содержащих глушители шума конструкции «НИУ «МЭИ» с оригинальным дроссельным устройством. Представлены результаты натурных испытаний данных глушителей шума, установленных на четырёх энергетических котлах теплоэлектроцентрали, расположенной вблизи жилого района. Показано, что эффективность установленных глушителей шума составляет до 48,8 дБА.

Ключевые слова: глушитель шума выброса пара, акустические измерения, акустическая эффективность, дроссельное устройство, тепловые электрические станции.

The experience of introducing steam noise suppressors with the original throttle

Chugunkov D.V.[1], Seyfelmlyukova G.A.[2]*
[1] Assistant Professor, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia
[2] Research Scientist, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia

Abstract

Steam exhausts from boilers are the most powerful sources of noise in thermal power plants. The generation of noise from these sources is usually associated with the outflow of underexpanded steam jets into the atmosphere with velocities exceeding supersonic values. Noise levels in the vicinity of steam exhausts may exceed 140 dB(A), which necessitates the use of highly efficient noise suppression measures. In this paper, a description is given of highly efficient noise suppression systems for steam exhaust, combining several exhaust pipelines of boilers and those containing steam noise suppressors with the original throttle, developed by the authors. The results of field tests of these suppressors installed on the four power boilers of the heat and power plant located near the residential area are presented. It is shown that the effectiveness of the installed suppressors is up to 48,8 dB(A).

Key words: *noise steam suppressor, acoustic measurements, acoustic efficiency, throttle, thermal power plant.*

[*]*Автор корреспондент: chugunkovdv@mpei.ru (Чугунков Д.В.)*

Введение

Для снижения шума выбросов пара, являющихся самым мощным источником шума в энергетике, применяют различные глушители шума, конструкции которых зависят, в первую очередь, от параметров сбрасываемого пара на энергетических котлах и природы генерации шума. Для котлов малой производительности, характеризующихся умеренными параметрами пара с паропроизводительностью менее 30 т/ч, как правило, основным источником шума является турбулентный поток за предохранительным клапаном (ПК) или сбросной задвижкой [1]. Шум турбулентного потока распространяется по сбросной среде в выхлопном трубопроводе и излучается в окружающее пространство от его выходного сечения. Для снижения шума такого рода сбросов пара применяют абсорбционные глушители шума. Также на котлах малой паропроизводительности дополнительным источником шума может являться дозвуковая струя сбрасываемого пара, истекающая в атмосферу. В этом случае для снижения шума применяют абсорбционные глушители шума, обеспечивающие на выхлопе значительное снижение скорости выходящего в атмосферу потока пара за счёт увеличения проходного сечения каналов глушителей шума. На котлах с высокими параметрами пара и паропроизводительностью шум сбрасываемого пара при срабатывании главных предохранительных клапанов (ГПК), продувок пароперегревателей создаётся недорасширенными турбулентными струями [2], характеризующиеся сверхзвуковыми течениями потока пара и наличием скачков уплотнения, обуславливающими наличие ударного шума. Снижение шума таких выбросов пара решают путём установки глушителей шума реактивного типа и дроссельных глушителей шума [3], также в настоящее время большое распространение получили глушители шума комбинированного типа, которые дополнительно включают элементы или ступени звукопоглощения [4].

Глушители шума выброса пара, устанавливаемые на сбросных трубопроводах, имеющих на выходе в атмосферу перепады давления свыше 1,8 и критические скорости течения, включают наличие дроссельных элементов для плавного снижения давления сбрасываемого пара (дросселирующие перегородки или набивку из гальки, металлических сеток и стружек). Применение дроссельных элементов играет одну из ключевых ролей в глушителях шума и с целью повышения их эффективности, технологичности изготовления, использования доступных материалов данные элементы постоянно усовершенствуются. Один из вариантов дроссельного устройства предложен авторами, описание которого и результаты испытаний в составе глушителей шума выброса пара приведены в настоящей статье.

1. Конструкции дросселирующих устройств, применяемых в глушителях шума выброса пара

1.1. Обзор наиболее часто применяемых дросселирующих устройств в глушителях шума

В бывшем СССР вопросами снижения шума выбросами пара плотно занимался коллектив авторов из ЮжВТИ под руководством В.Г. Лысенко, разработавшие и внедрившие на различных ТЭЦ множество конструкций глушителей шума в 80-е годы 20-го века. В течение указанного периода конструкции глушителей шума постоянно совершенствовались, но в основе их работы лежал принцип снижения шума в резонансных камерах, образованных дроссельными решетками, площадь которых последовательно увеличивалась в направлении потока сбрасываемого пара. На рис.1 приведена одна из разработанных конструкций ЮжВТИ [5]. Снижение шума в указанном глушителе шума достигается вследствие снижения скорости потока сбрасываемого пара

за счёт увеличения проходных сечений дроссельных решеток, которые для повышения их надёжности выполнены выпуклыми из стали достаточно большой толщины.

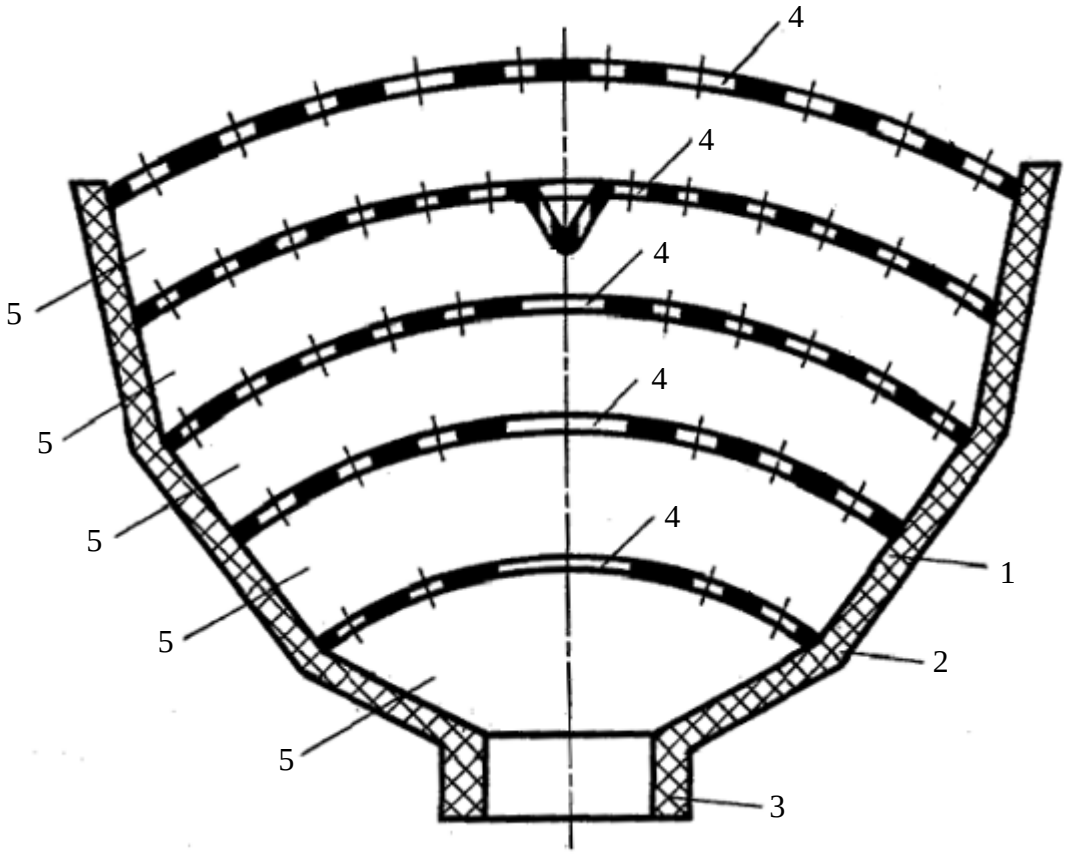


Рис. 1. Глушитель шума конструкции ЮжВТИ:
1 – корпус, 2 – наружная звукоизолирующая обшивка, 3 – входной патрубок,
4 – дроссельные решетки, 5 – расширительные камеры

Недостатком дроссельных решеток глушителя шума конструкции ЮжВТИ является большая их металлоёмкость, сложность изготовления, включающая сверление большого количества отверстий, выполнение операций по приданию выпуклости, сложность сборки, а также отсутствие плавного снижения давления сбрасываемого пара.

В настоящее время многие отечественные и зарубежные производители глушителей шума применяют в качестве дроссельных устройств набор соосно размещенных в корпусе перфорированных обечаек (рис.2) [6].

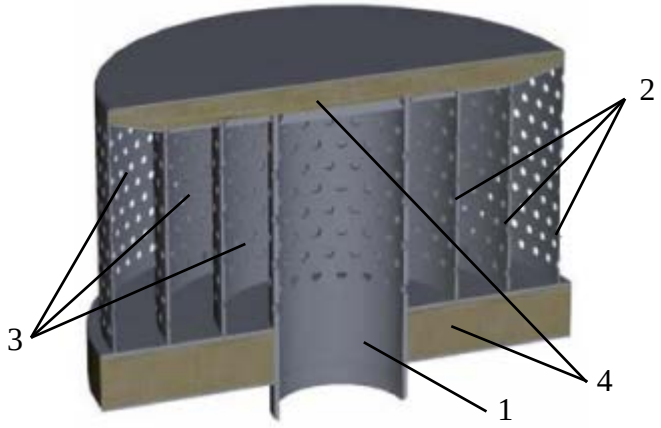


Рис. 2. Дроссельный блок глушителя шума конструкции БКЗ:
1 – входной патрубок с перфорацией, 2 – соосные перфорированные обечайки,
3 – расширительные камеры, 4 – звукоизоляция

Конструкция дроссельного блока, приведенная на рис.2, согласно ГОСТ 31328-2006 [7] реализует многокаскадную систему сброса давления. Образованные между перфорированными обечайками камеры расширения имеют характеристику высокочастотного полосового фильтра, а многократные отражения обеспечивают уменьшение звука. Также для повышения эффективности дроссельный блок снабжен звукоизоляцией.

Дроссельный блок конструкции БКЗ не обеспечивает плавного снижения давления сбрасываемого пара и требует большой трудоёмкости в изготовлении, поскольку для перевода шума в высокочастотный спектр посредством создания мелких струй пара с последующим его поглощением в диссипативном блоке требуется выполнять в толстостенных обечайках множество отверстий небольшого диаметра.

Большое распространение в качестве дроссельных элементов в мировой практике получили наполнители в виде металлических сеток. Один из примеров таких элементов для глушителей шума выброса пара приведен на рис.3 [8].

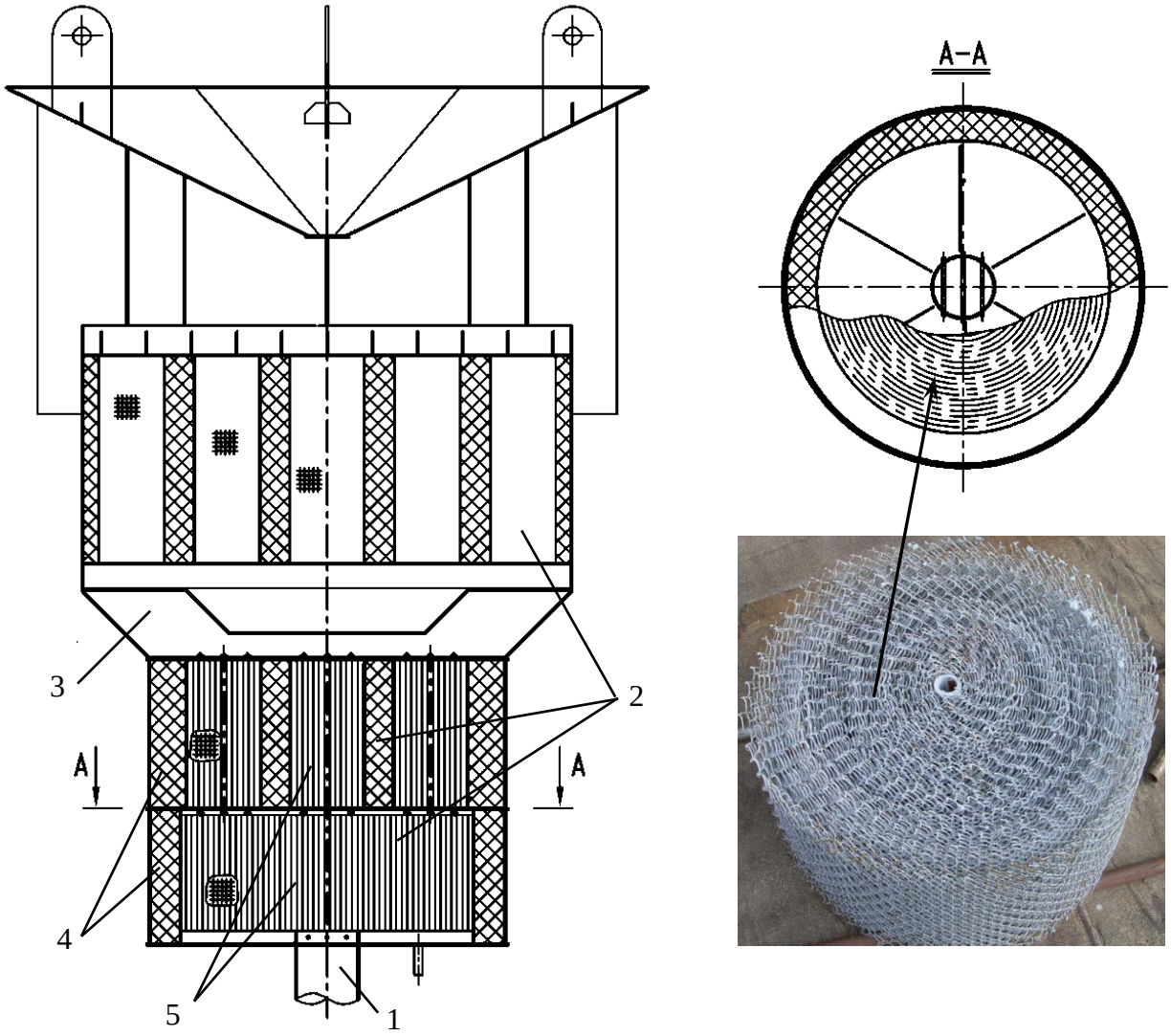


Рис. 3. Глушитель шума выброса пара конструкции НИУ «МЭИ»:
1 – входной патрубок, 2 – ступени шумоглушения, 3 – камера расширения,
4 – звукопоглощающая внутренняя облицовка, 5 – спирали металлических сеток

Спирали из металлических сеток обеспечивают плавное дросселирование потока пара, однако для достижения необходимого снижения давления требуется специальная технология плотной намотки, что усложняет изготовление. Кроме этого, в большинстве случаев через выхлопные трубопроводы энергетических котлов происходит стравливание небольшого количества пара при неплотном закрытии клапанов и задвижек, в результате

внутренние элементы глушителей шума подвержены воздействию влажной среды, что обуславливает для надёжной и длительной их эксплуатации применение в качестве материала сеток нержавеющую сталь, поскольку проволока сеток имеет небольшую толщину (около 2 мм). Применение легированных сталей для сеток значительно удорожает конструкцию глушителя шума.

Также известны примеры применения в качестве дроссельных блоков глушителей шума шариковой засыпки, которая имеет высокую эффективность плавного снижения давления и как следствие – снижение шума, однако энергетики отказались от применения в нашей стране таких глушителей шума из-за возможной вероятности попадания шариков внутрь выхлопного трубопровода с последующим их «выстрелом» при сбросе пара с высокой скоростью, например, при срабатывании ГПК скорости пара в выхлопных трубопроводах могут быть свыше 630 м/с. В итоге это приведёт к повреждению выхлопного трубопровода и разрушению установленного на нём глушителя шума.

1.2. Дроссельное устройство для плавного снижения давления с применением металлической цепи

С целью снижения трудоёмкости изготовления и обеспечения плавного снижения давления сбрасываемого пара авторами предложено дроссельное устройство с применением стальной цепи на входе потока пара в глушитель шума (рис.4) [9].

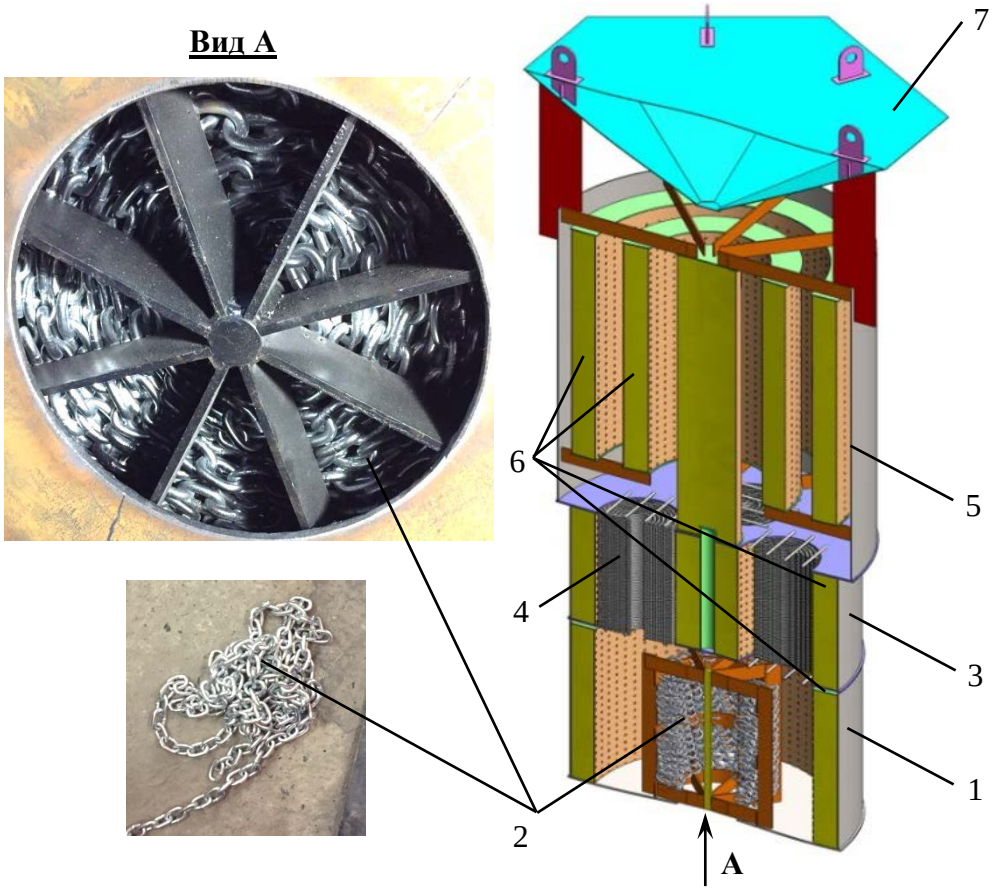


Рис. 4. Глушитель шума выброса пара конструкции НИУ «МЭИ» с разработанным дроссельным устройством:
1 – первая ступень шумоглушения; 2 – цепь стальная; 3 – вторая ступень шумоглушения; 4 – сетка; 5 – третья ступень шумоглушения; 6 – материал звукопоглощающий; 7 – крыша

Это решение является альтернативой шариковой засыпки, но обеспечивает большую надежность и исключает попадание отдельных элементов внутрь выхлопного трубопровода, поскольку звенья цепи связаны между собой.

Стальная цепь имеет широкое распространение, не требует применения нержавеющей стали, а изготовление дроссельного устройства сводится к намотке цепи необходимой длины в бухты с последующей их установкой в глушитель шума с закреплением, например, с помощью металлических диафрагм или стальных полос в виде каркаса. В результате стоимость, трудоёмкость, время изготовления снижаются, а эффективность плавного дросселирования повышается по сравнению с существующими способами дросселирования в глушителях (рулоны сетки, набор дырчатых листов, обечаек, или решеток).

2. Результаты испытаний глушителей шума выброса пара с разработанным дроссельным устройством

В рамках выполнения авторами работ по снижению шума выбросов пара при срабатывании ГПК и продувке пароперегревателей котлов на крупной ТЭЦ были внедрены системы шумоглушения на четырёх котлах БКЗ-420-140. Система шумоглушения каждого котла представляет собой совокупность трёх глушителей шума конструкции НИУ «МЭИ» с разработанным дроссельным устройством (см. раздел 1.2), объединенных между собой коллектором, дополнительных участков трубопроводов и опорной рамы (рис.5).

Рис. 5. Система шумоглушения выброса пара с глушителями шума конструкции НИУ «МЭИ»:
1 – глушители шума, 2 – объединительный коллектор выхлопных трубопроводов после 3-х ГПК и продувки пароперегревателя котла, 3 – опорная рама

2.1. Описание методики проведения испытаний

Испытания установленных системы шумоглушения выброса пара в атмосферу (рис.6) проводились в двух контрольных точках (КТ) отдельно при продувке пароперегревателя и при срабатывании главного предохранительного клапана (ГПК) котлов БКЗ-420-140. КТ 1 располагалась на крыше котельного цеха в 15 м от системы

шумоглушения, КТ 2 располагалась в окружающем жилом районе на расстоянии 800 м от места выброса пара.

Рис. 6. Система шумоглушения в момент проведения испытаний в КТ 1 на расстоянии 15 м от выброса пара

Акустическая эффективность установленных систем шумоглушения выброса пара в атмосферу определялась как разность измеренных уровней звукового давления и уровней звука в контрольных точках до и после установки систем шумоглушения.

Также измерялись фоновые уровни шума во всех КТ до и после установки системы шумоглушения при продувке пароперегревателя и срабатывании ГПК котлов.

Испытания акустической эффективности системы шумоглушения выброса пара в атмосферу осуществлялись при следующих параметрах пара на котлах БКЗ-420-140 (перед ГПК и сбросной задвижкой продувки пароперегревателя): давление p_0 = 140-141 кгс/см^2, температура t_0 = 545 °С.

2.2. Результаты испытаний

По результатам проведенных испытаний разработанных систем шумоглушения уровень шума при продувке пароперегревателя котла и при срабатывании ГПК котла в КТ 1 на расстоянии 15 м выброса пара не превысил предельно допустимого значения 110 дБА [10].

Испытания показали, что все разработанные и установленные системы шумоглушения обеспечили требуемое снижение уровня шума.

2.2.1. Продувка пароперегревателя котла БКЗ-420-140

По результатам проведенных испытаний акустическая эффективность установленной системы шумоглушения в КТ 1 составила 19,3–43,0 дБ (рис.7) во всем спектре нормируемых октавных полос или 40,0 дБА по уровню звука.

Результаты акустических измерений до и после установки системы шумоглушения выброса пара в атмосферу в КТ 2 приведены на рис.8. В данной точке акустическая эффективность установленной системы шумоглушения составила 3,2–53,1 дБ в диапазоне октавных полос со среднегеометрическими частотами 63–8000 Гц или 48,8 дБА по уровню звука.

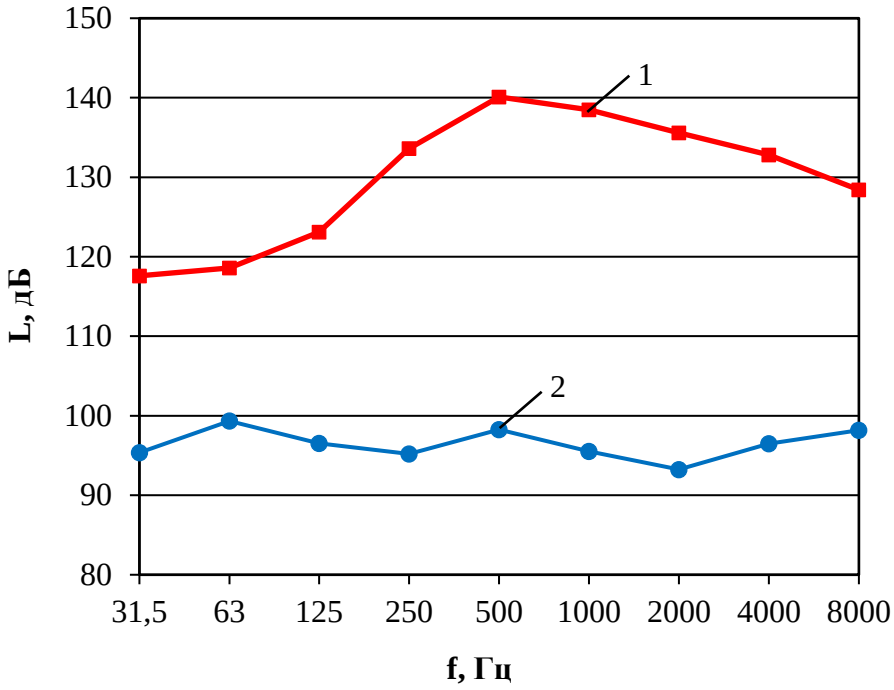


Рис. 7. Результаты измерений в КТ 1 при продувке пароперегревателя котла БКЗ-420-140 на расстоянии 15 м от выброса пара:
1 – до установки системы шумоглушения, 2 – после установки системы шумоглушения

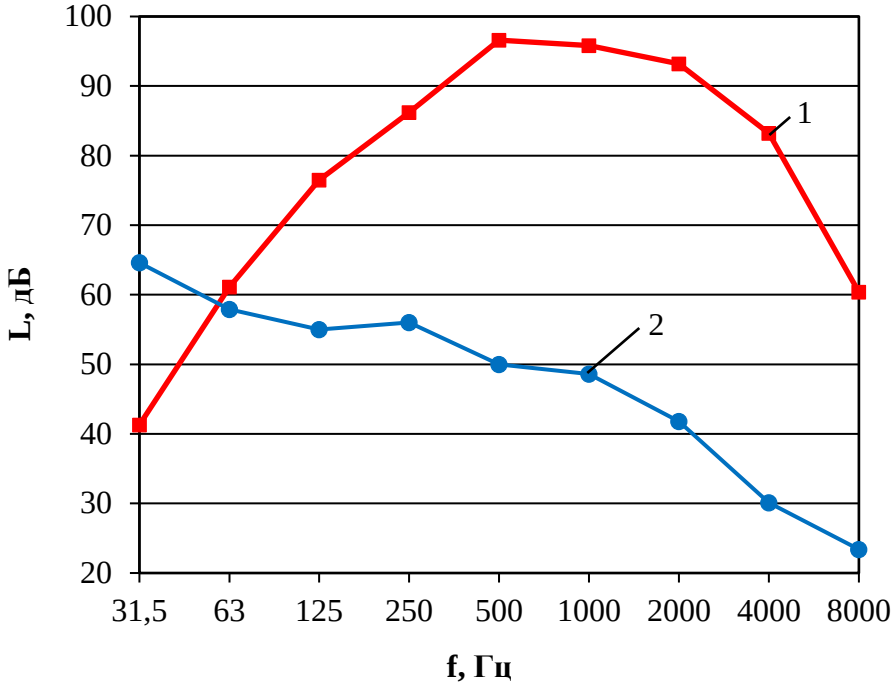


Рис. 8. Результаты измерений в КТ 2 при продувке пароперегревателя котла БКЗ-420-140 на расстоянии 800 м от выброса пара:
1 – до установки системы шумоглушения, 2 – после установки системы шумоглушения

2.2.2. *Срабатывание ГПК котла БКЗ-420-140*

По результатам проведенных испытаний акустическая эффективность установленной системы шумоглушения при срабатывании ГПК котла в КТ 1 составила 25,8–43,6 дБ (рис.9) во всем спектре нормируемых октавных полос или 37,1 дБА по уровню звука.

Результаты акустических измерений до и после установки системы шумоглушения выброса пара в атмосферу в КТ 2 приведены на рис.10.

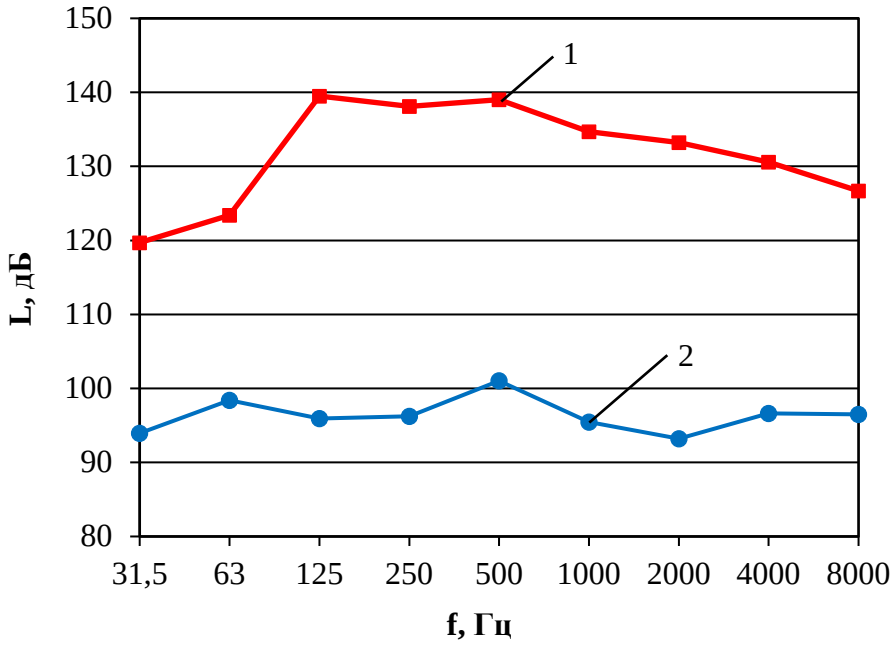


Рис. 9. Результаты измерений в КТ 1 при срабатывании ГПК котла БКЗ-420-140 на расстоянии 15 м от выброса пара:
1 – до установки системы шумоглушения, 2 – после установки системы шумоглушения

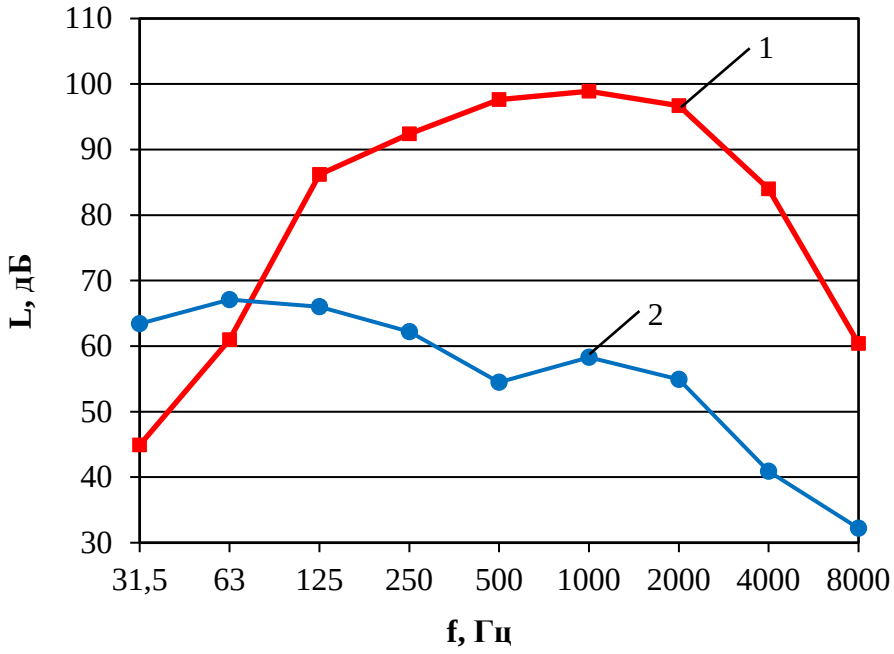


Рис. 10. Результаты измерений в КТ 2 при срабатывании ГПК котла БКЗ-420-140 на расстоянии 800 м от выброса пара:
1 – до установки системы шумоглушения, 2 – после установки системы шумоглушения

Акустическая эффективность установленной системы шумоглушения составила 20,2–43,1 дБ в диапазоне октавных полос со среднегеометрическими частотами 125–8000 Гц или 38,5 дБА по уровню звука.

Заключение

Рассмотрены области применения различных типов глушителей шума выброса пара в зависимости от параметров сбрасываемой среды и природы генерации шума. Показано, что снижение шума на крупных энергетических объектах с высокими параметрами и расходами сбрасываемо пара решают путём установки глушителей шума реактивного типа, дроссельных глушителей шума, а также комбинированного типа с включением элементов или ступеней звукопоглощения.

Проведен анализ наиболее распространённых дроссельных устройств, применяемых в глушителях шума выброса пара. Отмечено, что плавное снижение давления сбрасываемого пара и наиболее эффективное уменьшение шума достигается в устройствах со специальной набивкой в виде гальки, шариков и пр. Из-за возможной вероятности повреждения выхлопного трубопровода и разрушения глушителя шума применение данных сыпучих материалов в глушителях шума очень ограничено.

Представлено описание глушителя шума выброса пара конструкции НИУ «МЭИ» с разработанным дроссельным устройством, которое реализует плавное снижение давления сбрасываемого пара за счёт применения стальной цепи на входе потока пара в глушитель шума. Это решение является альтернативой шариковой засыпки, но обеспечивает большую надежность и исключает попадание отдельных элементов внутрь выхлопного трубопровода, поскольку звенья цепи связаны между собой.

Приведены результаты испытаний глушителей шума выброса пара конструкции НИУ «МЭИ» с интегрированными дроссельными устройствами на основе стальной цепи. Указанные глушители шума были внедрены в составе систем шумоглушения на 4-х котлах БКЗ-420-140 крупной ТЭЦ. Показано, что по результатам испытаний установленных систем шумоглушения акустическая эффективность составила до 48,8 дБА для окружающего жилого района и до 40 дБА в непосредственной близости от места выброса пара, что обеспечило требуемое снижение уровня шума.

Список литературы

1. Чугунков Д.В. Особенности снижения шума выброса пара на объектах энергетики // Материалы IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». – Санкт-Петербург, 26-28 марта 2013 . – С. 261-271.

2. Чугунков Д.В. Разработка методов расчёта и снижение шума от недорасширенных струй паровых выбросов энергетических комплексов: Дис. кан. тех. наук.– М., 2007. 118 с.

3. Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. – Л.: Энергия, 1980. – 120 с.

4. Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А. Меры по снижению шума выбросов пара на тепловых электрических станциях // Материалы V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». – Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 . – С. 240-247.

5. А.с. 1101570 СССР. Устройство для сброса среды / В.В. Пащенко, В.Г. Лысенко, В.Н. Лукащук, В.К. Каздоба, В.В. Бондаренко, И.В. Яковлева // Бюл. - 1984. - № 25.

6. Смолин В.С. Шумоглушители сброса пара БКЗ – эффективное решение для снижения шума на энергетических объектах // Вестник арматуростроителя – 2018. – № 6 (48). – С. 52-53.

7. ГОСТ 23337-2014 (ИСО 14163:1998) «Шум. Руководство по снижению шума глушителями».

8. Пат. 2491427 РФ. Глушитель шума выхлопной струи пара (варианты): / Д.В. Чугунков и др. // Бюл. - 2013. - № 24.

9. Пат. 2491427 РФ. Дроссельное устройство: / Д.В. Чугунков, Г.А. Сейфельмлюкова, А.С. Дрозд, Е.А. Журавлев // Бюл. - 2015. - № 31.

10. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. – М.: Минздрав России, 1996. – 8 с.

УДК 534.833.522.4
OECD 01.03.AA

Оценка звукоизоляции воздушного шума с помощью программного обеспечения WALLs

Щелоков Ю.А.
Генеральный директор ООО «Акустические расчеты», г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В работе проведен анализ существующих методик и программ, применяемых для расчета звукоизоляции конструкций. Рассмотрены основные недостатки методов расчета применяемых в современных программных комплексах. Показано, что значения расчетной звукоизоляции многослойных конструкций, полученной в зарубежных программах существенно завышены в области средних и высоких частот.

Приведены альтернативные полуэмпирические методы расчета звукоизоляции нескольких типов конструкций.

Изложены основные особенности и возможности программы WALLs. Приведены графики сравнения результатов расчетов с данными протоколов лабораторных испытаний. Сделан вывод о перспективности использования программы WALLs при проектировании ограждающих конструкций.

Ключевые слова: звукоизоляция, строительная акустика, коэффициент механических потерь, фактор переизлучения, защита от шума.

Evaluation of airborne sound insulation using WALLs software

Schelokov Y.A.
General Director, LLC "Acoustic calculations" Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The paper analyzes the existing methods and programs used to calculate the sound insulation of structures. The main disadvantages of the calculation methods used in modern software systems are considered. It is shown that the values of the calculated sound insulation of multilayer structures obtained in foreign programs are significantly overestimated in the field of medium and high frequencies.

Alternative semiempirical methods for calculating the sound insulation of several types of structures are given.

Outlines the main features and capabilities of the program WALLs. The graphs of comparison of the results of calculations with the data of the protocols of laboratory tests are given. It is concluded that the use of the program WALLs in the design of enclosing structures is promising.

Key words: *sound insulation, building acoustics, mechanical loss factor, factor of re-radiation, noise protection.*

[*] *Автор корреспондент: 9828801@mail.ru(Щелоков Ю.А.)*

Введение

На этапе проектирования или этапе акустической доводки конструкций большое внимание уделяется звукоизоляции. Сложность прогнозирования звукоизоляционных свойств конструкций заключается в отсутствии простой универсальной методики расчета, применимой для всех типов конструкций.

Наиболее распространенным является расчет звукоизоляции графоаналитическими методами, изложенными в Своде Правил СП 275.1325800.2016 «Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции».

Графоаналитические методы справедливы для ограниченного числа типов конструкций, и не распространяется на нестандартные конструкции.

Типы конструкций, для которых применение отечественных графоаналитических методов оправдано:

-однородная толстостенная (кирпичная стена и др.);

-однородная тонкостенная (стальной лист, ГКЛ и др.);

-двустенные перегородки из листовых материалов (гипсокартонные перегородки, стеклопакеты и др.).

В зарубежной литературе для изотропных панелей и двустенных перегородок из листовых материалов можно выделить аналитические методы Шарпа, Дэви, Хекля, Фахи.

Для тройных конструкций существует очень ограниченное число работ (Тадо и Мато, 2001 г.).

Несмотря на вышесказанное, существует значительное количество программ, в основном зарубежных, позволяющих проводить расчеты звукоизоляции сложных конструкций:

1) INSUL (Marshall Day) - используются методики, предложенные Шарпом, Кремером, Хеклем, Фахи и Ринделом.

2) SoundFlow (AFMG) - применяется метод электроакустических аналогий.

3) WINFlag - используется формулы Ljunggren (по сути метод Кремера).

4) Bastian (DataKustik) - расчеты проводятся согласно стандарту EN 12354.

5) AcouS STIFF (Gamba) - методики расчетов неизвестны.

Опыт использования рассматриваемых программ показал целесообразность их применения для простых конструкций. Для многослойных конструкций типа «однородная массивная стена с гибкой плитой на относе» или «массивная стена – воздушный промежуток – массивная стена» результаты расчетов в области средних и высоких частот были существенно завышены.

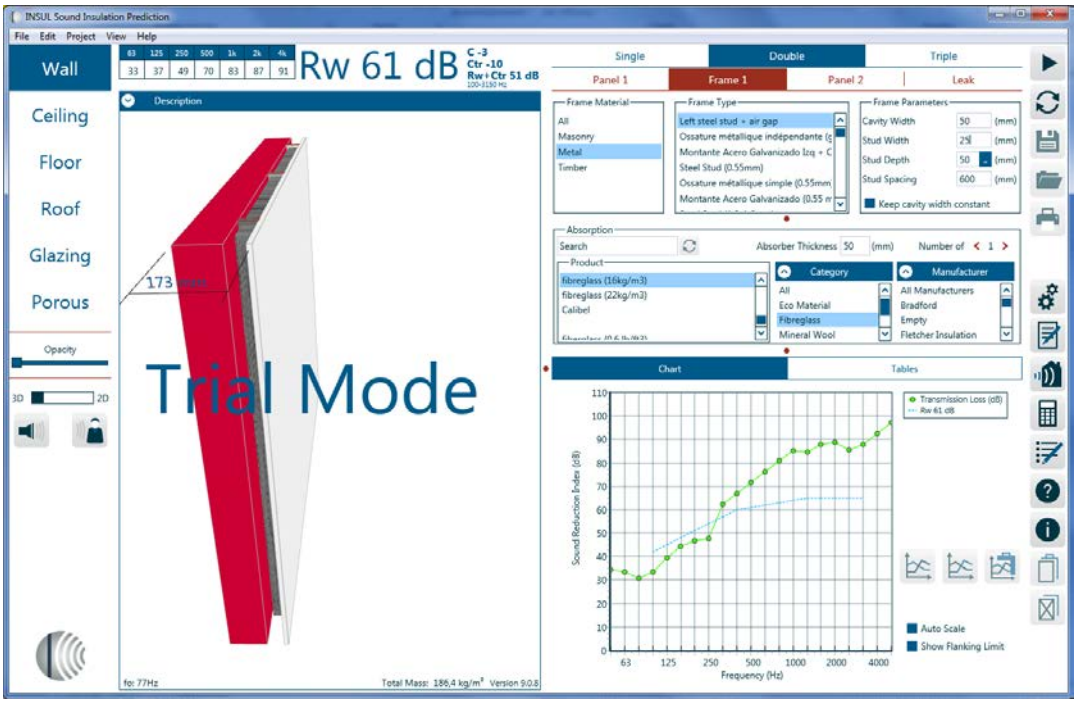


Рис. 1. Завышенные результаты расчетов звукоизоляции конструкции массивной стены с гибкой плитой на относе в программе INSUL

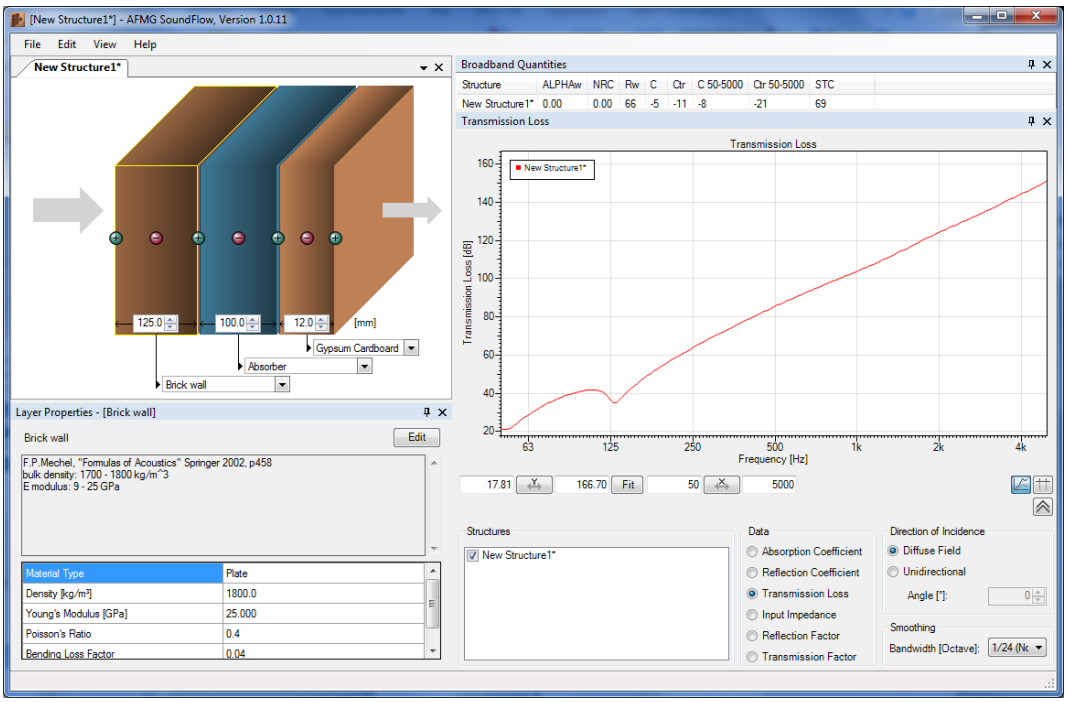


Рис. 2. Завышенные результаты расчетов звукоизоляции конструкции массивной стены с гибкой плитой на относе в программе SoundFlow

Учет обходных путей распространения шума по элементам крепления незначительно улучшал точность расчета.

Опираясь на многолетний опыт исследования вопроса звукоизоляции, компания ООО «Акустические расчеты» разработала программное обеспечение WALLs, которое позволяет проводить расчет звукоизоляции с помощью нескольких методик.

1. Методы расчета

Для изучения звукоизоляционных свойств конструкций специалистами компании ООО «Акустические расчеты» было принято решение о разработке программного обеспечения, которое позволяло бы использовать несколько методик одновременно:

- Стандартный графо-аналитический метод (СП-23-103-2003);
- Зарубежные методы расчета;
- Полуэмпирические методы расчеты.

В основу полуэмпирических методов расчета легли работы [1-4] позволяющие рассчитывать звукоизоляцию однородных конструкций из нестандартных материалов, метод расчета звукоизоляции конструкций типа «массивная стена с гибкой плитой на относе», а также полуэмпирический метод расчета двустенных конструкций.

1.1 Однородные конструкции

Для расчета звукоизоляции однородных конструкций была выведена универсальная формула, позволяющая учитывать плотность, модуль упругости, коэффициент механических потерь материала.

Звукоизоляция ограждающей конструкции R определяется на основе коэффициента прохождения звука $\tau(\theta)$:

$$R = 10 \cdot \log\left(\frac{1}{\tau(\theta)}\right), \text{ [дБ]} \tag{1}$$

Для коэффициента прохождения звука используется формула Кремера с импедансом конструкции [6]:

$$\tau(\theta) = \frac{1}{\left|1 + \frac{Z'(\theta) \cdot \cos(\theta)}{2\rho_0 c_0}\right|^2}, \tag{2}$$

где $Z'(\theta)$ – импеданс однородной конструкции для вынужденных изгибных колебаний с введенным угловым фактором, [кг/м^{2}с];

θ – угол падения, [рад];

ρ_0 – плотность воздуха, [кг/м^3];

c_0 – скорость звука в воздухе, [м/с].

Импеданс однородной конструкции с введенным угловым фактором определяется по формуле

$$Z'(\theta) = \Phi(\theta) \cdot Z(\theta) = k_d \cdot \tan(\theta) \cdot Z(\theta) = \frac{2{,}5 \cdot d}{1000 \cdot c_0} \cdot \tan(\theta) \cdot Z(\theta), \tag{3}$$

где $\Phi(\theta)$ – угловой фактор;

d - толщина конструкции, [м];

k_d – коэффициент, учитывающий толщину конструкции.

Выражение для расчета импеданса бесконечной тонкой пластины имеет вид

$$Z(\theta) = i\left[\omega m - \frac{D(1+i\eta)\omega^3 \sin^4(\theta)}{c_0^4}\right], \tag{4}$$

где $i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица;

$\omega = 2\pi f$ – циклическая частота, [рад/с];

f – частота, [Гц];

m – поверхностная масса пластины, [кг/м^2];

$D = \frac{Eh^3}{12\left(1-\mu^2\right)}$ – цилиндрическая жесткость пластины, [Па·м^3];

E – модуль Юнга, [Па];

h – толщина пластины, [м];

μ – коэффициент Пуассона;

η – коэффициент механических потерь;

1.2 Массивная стена с гибкой плитой на относе

Изучение многочисленных протоколов испытаний конструкций массивных стен с гибкой плитой на относе позволили выделить следующую закономерность: рост звукоизоляции с частотой происходит по логарифмическому закону, начиная с резонансной частоты двустенной конструкции.

Резонансная частота двустенной конструкции определяется по формуле

$$f_0 = 60\sqrt{\frac{m_1 + m_2}{dm_1m_2}}, \text{ Гц} \quad (5)$$

где m_1, m_2 - поверхностные массы стены и гибкой плиты, [кг/м^2];

d - толщина воздушного промежутка, [м].

Звукоизоляция конструкции массивной стены с гибкой плитой на относе на частотах $f > f_0$ определяется по формуле

$$R = 20\log\left(\frac{Km_1}{4}\left(1-\log_{\sqrt[3]{2}}\left(\frac{f}{f_0}\right)\right)\right), \text{ [дБ]} \quad (6)$$

где K - коэффициент учитывающий, относительное увеличение изгибной жесткости ограждения из бетона на легких заполнителях, поризованных бетонов и т.п. конструкций по отношению к конструкциям из тяжелого бетона с той же поверхностной плотностью. Для сплошных ограждающих конструкций плотностью 1800 кг/м^3 и более $K = 1$.

1.3 Перегородка из листовых материалов

Применение стандартных аналитических формул полученных Д.Л. Дэви, Б.Х. Шарпом дает также существенно завышенные значения в области высоких частот, что обусловлено снижением звукоизоляции за счет наличия узлов креплений в реальных условиях.

Для расчета коэффициента прохождения звука с учетом наличия обходных путей распространения шума в алгоритме программы WALLs заложена формула:

$$\tau(\theta) = \left(\frac{2Z_0}{Z_1 + Z_2 + Z_c + \frac{Z_1 \cdot Z_c}{Z_1 + Z_c} + \frac{Z_2 \cdot Z_c}{Z_2 + Z_c}}\right)^2, \quad (7)$$

где Z_1, Z_2 - импедансы тонких пластин, определяемых по формуле (4), [кг/м^{2}с];

$Z_c = \frac{C}{i \cdot 2 \cdot \pi \cdot f}$ - импеданс воздушного промежутка [кг/м^{2}с];

$C = \frac{1.8\rho_0 c_0}{2d}$ - упругость воздушного промежутка [кг/м^{3}с].

Рассматриваемый способ позволяет увеличить точность расчета звукоизоляции ограждений из двух плоских тонких листов с воздушным промежутком между ними.

2 Описание программного обеспечения WALLs

Для программного обеспечения WALLs можно выделить следующие особенности и возможности:

Интерфейс программы позволяет пользователю конструировать состав изучаемой конструкции с помощью добавления, удаления и замены слоев конструкции, посредствам графического блока (см. рисунок 3). Визуализация конструкции осуществляется с учетом задаваемых толщин каждого слоя.

В качестве слоев конструкции выступают материалы, занесенные в базу данных программы, с заданной толщиной. База данных материалов содержит информацию о материале, плотности, модуле упругости, коэффициенте механических потерь, коэффициенте Пуассона и текстуре материала.

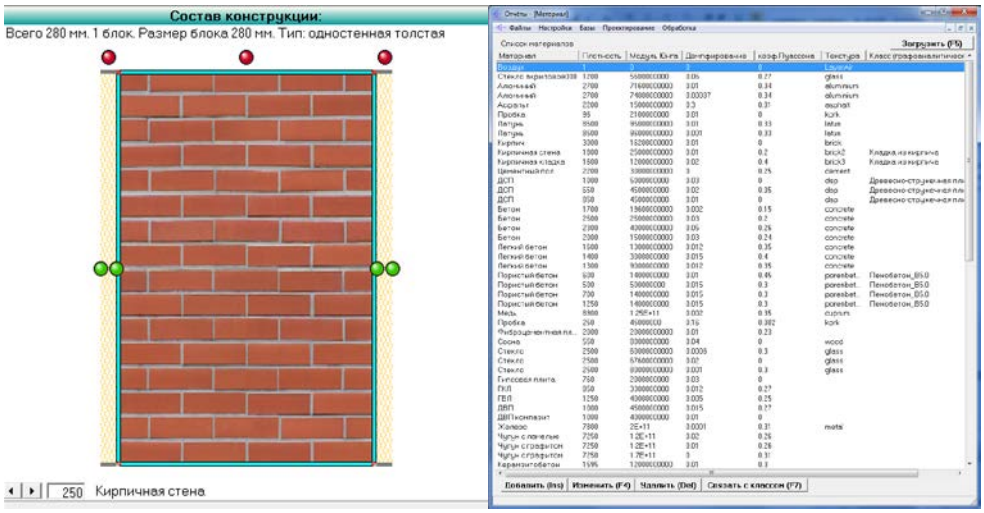


Рис. 3. Графический блок программы и база данных материалов

После формирования конструкции программа автоматически определяет ее тип (массивная, тонкостенная, двустенная перегородка на основе листовых материалов и массивная стена с гибкой плитой на относе), что отображается в блоке типа конструкции:

Рис. 4. Блок типа конструкции

Метод расчета звукоизоляции выбирается пользователем в соответствующем блоке:

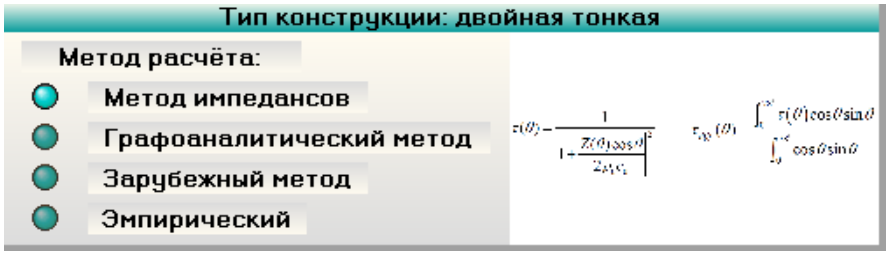


Рис. 5. Блок выбора метода расчета

Справа от списка методов расчета приводится краткая информация о выбранном методе расчета.

Для сравнения расчетных значений звукоизоляции конструкции с известными данными протоколов испытаний, в программе предусмотрен справочник конструкций.

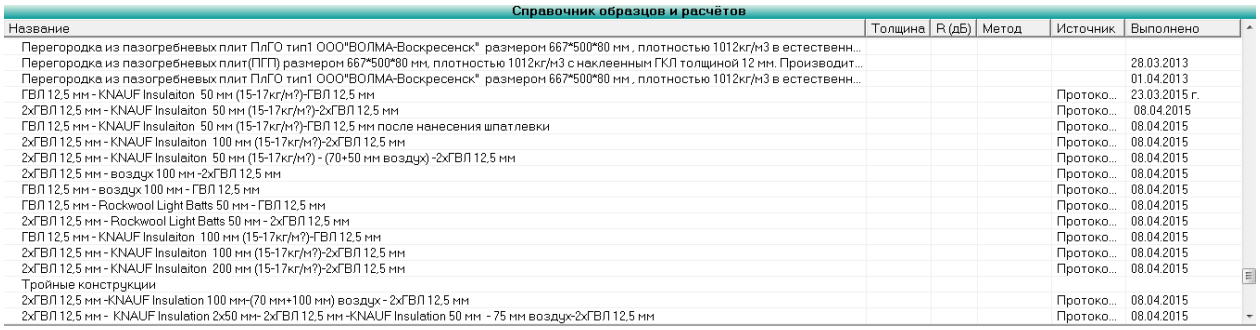


Рис. 6. Справочник конструкций

Построение частотной характеристики звукоизоляции осуществляется в блоке графиков. При этом, на одном графике может быть отображено неограниченное количество частотных характеристик, полученных расчетным способом или из справочника конструкций на основе данных лабораторных испытаний.

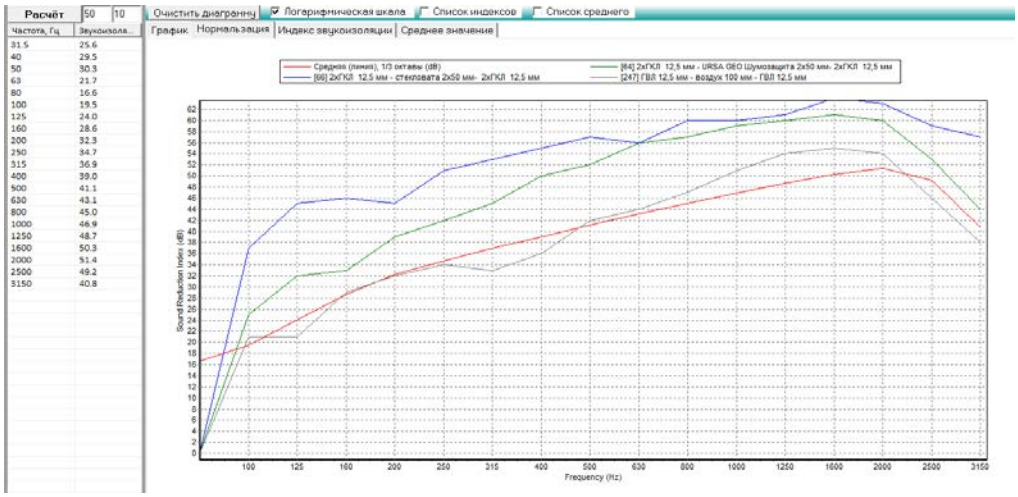


Рис. 7. Блок графиков

Слева от графиков частотной характеристики звукоизоляции выводятся ее значения в табличной форме.

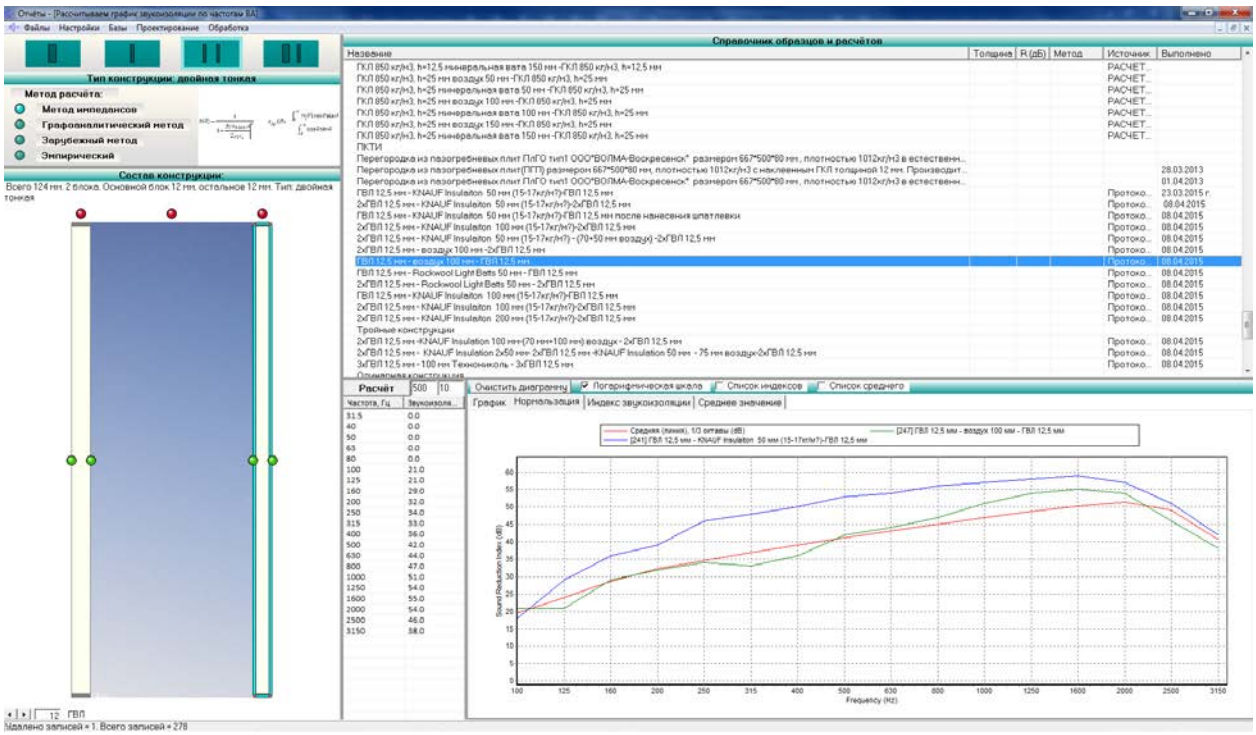


Рис. 8. Внешний вид программного обеспечения WALLs

3 Результаты расчетов звукоизоляции в программном обеспечении WALLs

Программное обеспечение WALLs разрабатывалось для улучшения сходимости между расчетом звукоизоляции и результатов лабораторных испытаний.

На рисунках 9-11 представлены графики сопоставления расчетов и данных протоколов НИИСФ.

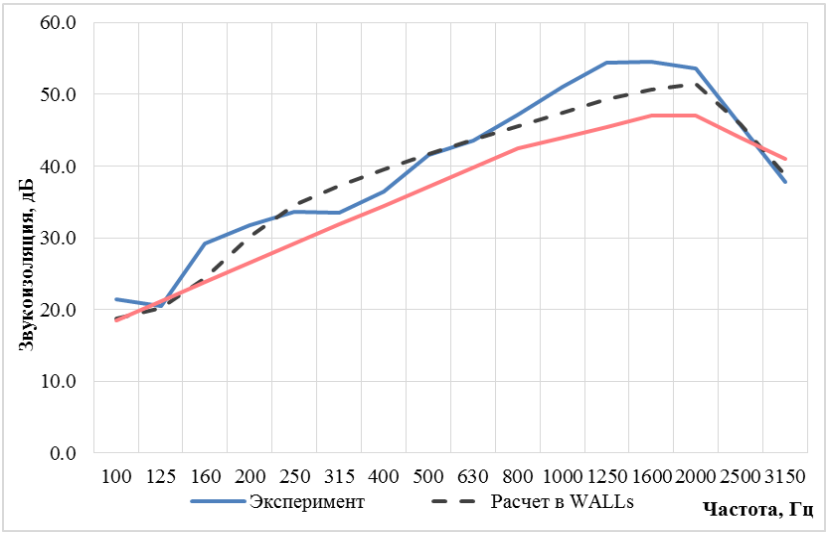


Рис. 9. Сравнение расчетов в WALLs, эксперимента и СП 23-103-2003 (ГВЛ 12,5 мм – воздух 50 мм – ГВЛ 12,5 мм)

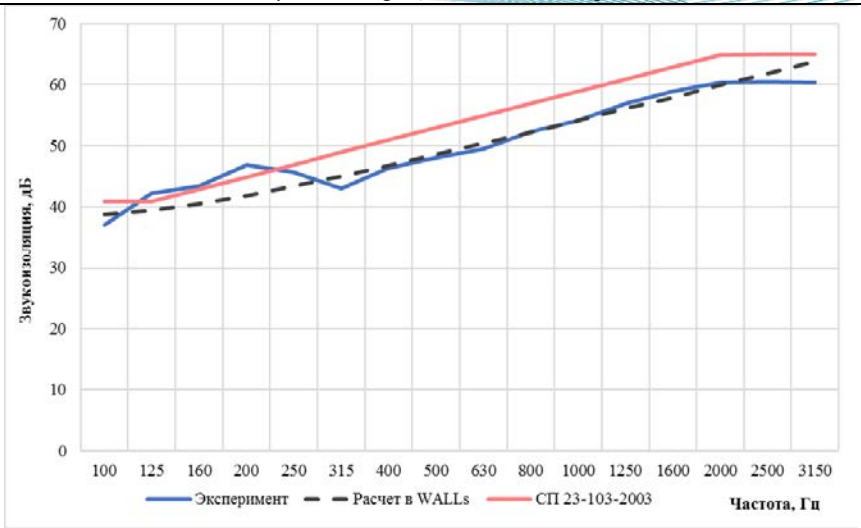


Рис. 10. Сравнение расчетов в WALLs, эксперимента и СП 23-103-2003 (Кирпич 250 мм, плотность 1800 кг/м^3)

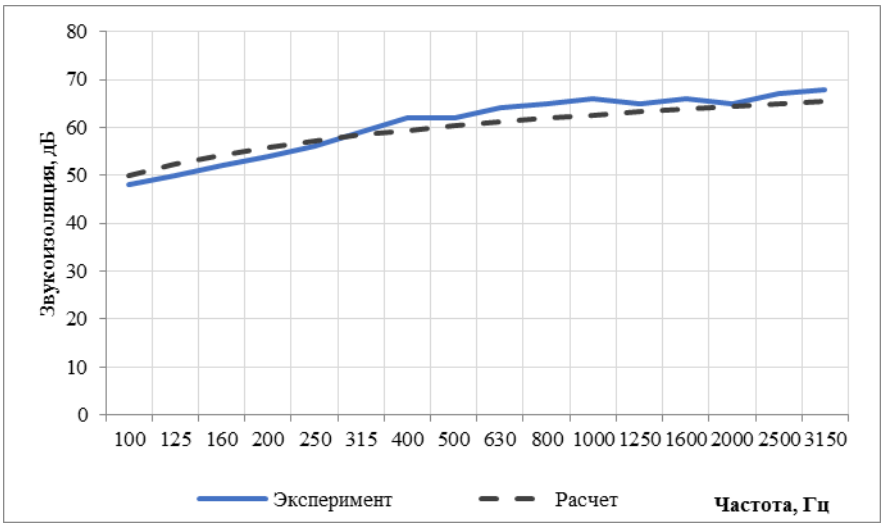


Рис. 11. Сравнение расчетов в WALLs и эксперимента (Пеноблок 75 мм, воздушный промежуток 100 мм, звукоизоляционная панель PS, 12 мм, Гипсокартонный лист 12,5 мм)

Сопоставление результатов расчетов по альтернативным методам в программе WALLs показывает, что рассматриваемые методы хорошо согласуются с результатами лабораторных испытаний конструкций в звукомерных камерах.

Заключение

Программное обеспечение WALLs предназначено для оценки звукоизоляции конструкций одновременно несколькими методами:

- Методом Свода Правил СП 23-103-2003;
- Зарубежными аналитическими и графоаналитическими методами;
- Альтернативными полуэмпирическими методами.

Простота формирования конструкции расчетной модели и наглядное представление графиков звукоизоляции помогает быстро провести сравнение различных конструкций.

Структура программы позволяет использовать ее в качестве базы данных протоколов или расчетов.

Программное обеспечение WALLs может применяться для оценки звукоизоляции конструкции специалистами, связанными с разработкой, проектированием средств снижения шума, сотрудниками институтов, работающих в области акустической экологии, архитекторами, дизайнерами, и др. Также, программа WALLs может быть использована в образовательных целях.

Список литературы

1. Щелоков Ю.А. Расчет звукоизоляции акустически однородных конструкций / Ю.А. Щелоков // Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»; Под ред. Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург, 2015. – с.349-354.

2. Щелоков Ю.А. Расчет изоляции воздушного шума (звукоизоляции) однослойных плит. NOISE Theory and Practice. Vol. 1, №1, 2015. с. 70-76.

3. Щелоков Ю.А. Универсальная формула расчета звукоизоляции однослойных преград. NOISE Theory and Practice. Vol. 2, №1, 2016. с. 2-7

4. Щелоков Ю.А. Графоаналитический метод расчета звукоизоляции стен с гибкой плитой на относе. NOISE Theory and Practice. Vol. 2, №1, 2016. с. 8-16.

5. Marshall Long. Architectural Acoustics. 2nd Edition //M. Long, 2014. – 950 p.

6. Cremer L. Theorie der SchalldämmungdünnerWändebeischrägemEinfall /L. Cremer // AkustischeZeitschrift, 1942. – №.7. – S. 81-125.

7. Боголепов, И.И. Архитектурная акустика / И.И. Боголепов. – СПб: Политехника, 2001. - 158 с.

8. СП 23-103-2003. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. – Москва, 2004.

9. Щевьев Ю.П., Осташевский Е.Н. Средства акустической обработки помещений. – СПб, 2010. – 328 с.

10. Седов, М. С. Расчѐт звукоизоляции однослойных ограждений на низких частотах / М. С. Седов, В. Н. Бобылѐв. – Горький: Изд-во ГГУ, 1976. – 46 с. 6.

11. Осипов Г.Л. Звукоизоляция и звукопоглощение: Учеб. пособие для студентов вузов / Л.Г. Осипов, В.Н. Бобылев, Л.А. Борисов и др.; Под ред. Г.Л. Осипова, В.Н. Бобылева. — М.: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Издательство Астрель», 2004. — 450 с.

7th All-Russian Research to Practice Conference with international participation
19-21 March 2019
Saint Petersburg, Russia

УДК 621.01
OECD 02.03.AI

Decomposition based stochastic FEM for spacecraft vibroacoustic simulations

Yotov V.V.[1*], Remedia M.[2], Aglietti G.S.[3]
[1]Doctor, Surrey Space Centre, University of Surrey, Guildford, UK, GU2 7XH
[2]Doctor, Surrey Space Centre, University of Surrey, Guildford, UK, GU2 7XH
[3]Professor, Surrey Space Centre, University of Surrey, Guildford, UK, GU2 7XH

Abstract

In this paper, a novel stochastic finite element method is introduced. The concept is based on a set of strict necessary and sufficient requirements for nonnegative definiteness of Hermitian matrices with a 2x2 block partitioning, expressed in terms of their constituent submatrices. Further mathematical constructions are suggested, permitting the robust and efficient construction and sampling of random mass and stiffness matrices. The method allows uncertainty to be controlled at the subsystem level in dynamic substructuring problems. Different levels of randomness can be applied to off-diagonal partitions of the component matrices without interfering with the remaining blocks, or the key mathematical properties of the global matrix. Sparsity pattern of the 'nominal' deterministic matrix is preserved. The method is validated with a spacecraft test case in a vibroacoustic load scenario. Very good results are demonstrated against direct parametric Monte Carlo simulation, while computational time is reduced by nearly 3 orders of magnitude.

Key words: structural dynamics, stochastic matrices, finite element method, vibroacoustics, component mode synthesis.

Разложение на основе стохастического метода конечных элементов для космических аппаратов виброакустических моделирования

Yotov V.V.1, Remedia M.2, Aglietti G.S.3*
[1]Доктор, Космический центр Суррея, Университет Суррея, Гилдфорд, Великобритания, GU2 7XH
[2]Доктор, Космический центр Суррея, Университет Суррея, Гилдфорд, Великобритания, GU2 7XH
[3]Профессор, Космический центр Суррея, Университет Суррея, Гилдфорд, Великобритания, GU2 7XH

Аннотация

В этой статье представлен новый стохастический метод конечных элементов. Концепция основана на наборе строгих необходимых и достаточных требований для неотрицательной определенности эрмитовых матриц с разбиением на блоки 2x2, выраженных через составляющие их подматрицы. Предложены дальнейшие математические конструкции, позволяющие надежное и эффективное построение и выборку случайных матриц массы и жесткости. Метод позволяет контролировать неопределенность на уровне подсистем в задачах динамического подструктурирования. Различные уровни случайности могут быть применены к недиагональным разбиениям матриц компонентов без вмешательства в оставшиеся блоки или ключевые математические свойства глобальной матрицы. Разреженная структура «номинальной» детерминированной матрицы сохраняется. Метод подтвержден испытательным примером космического корабля в сценарии виброакустической нагрузки. Очень хорошие результаты демонстрируются при прямом параметрическом моделировании по методу Монте-Карло, а время вычислений сокращается почти на 3 порядка.

Ключевые слова: *структурная динамика, стохастические матрицы, метод конечных элементов, виброакустика, компонентный синтез мод.*

* *Corresponding author: v.v.yotov@gmail.com (Yotov V.V.)*

Introduction

The accurate and robust numerical representation of the dynamics of complex structures in the mid-frequency range has traditionally been a challenging discipline. This frequency band is characterised by the need of fine domain discretisation when classic element-based techniques are used, while statistical methods may not be fully applicable. Accounting for the inherent model uncertainties, such as structural parameters, or accuracy of the numerical representation, calls for some form of stochastic formulation. This commonly translates into solving multiple instances of a problem, each having the same complexity as the original one. Vibracoustic analysis, in particular, further aggravates the problem, due to the additional issue of modelling the acoustic domain and solving the coupled fluid-structure interaction.

In practice, structural FEM representations are often sufficiently detailed to yield model sizes reaching millions of degrees of freedom (DOFs). Unsurprisingly, a variety of methods have been developed, such that the nondeterministic behaviour can be quantified and analysed within reasonable timeframes. The reader is referred to [1,2,3,4] for some of the more contemporary works on the topic, all using reduced-order models to achieve good efficiency.

Component mode synthesis is a widely used tool for producing reduced dynamic models of structures, that it is naturally suitable for treating uncertainties at the component level [5]. In CMS, substructures are reduced separately by suitable projecting physical to modal coordinates via suitably chosen basis functions. Some interface DOFs are retained for subsequent reassembly of the original full model into a much more compact version, yielding a partitioning of the global mass, stiffness and damping matrices into two types of blocks, containing the component modal representation and the interface, respectively. Arguably, the most widespread CMS approach is the Craig-Bampton (CB) method [6], along with its recent enhanced variants [7,8].

In this article, a decomposition-based stochastic method that defines the random mass and stiffness matrices by exploiting the particular block structure of the global CMS matrices is presented. Its development draws inspiration from the works of Remedia et al. [9,10] and also Shorter and Mace [11], which utilise perturbation of substructures' natural frequencies to obtain the global random matrices. A validation example for the method is subsequently provided, comparing vibroacoustic simulation FEM-FEM results with test data for the NovaSAR spacecraft, designed and built by Surrey Satellite Technology Limited (SSTL).

1. The decomposition based stochastic FEM method

1.1. Algebraic formulation

Firstly, let us define the following notation. Conjugate transpose and pseudoinverse, respectively, are denoted A^*, A^+. For compound operations, shorthand versions are used, i.e. A^{-*} is the same as $(A^*)^{-1}$. In the context of singular value decompositions (SVDs), $\sigma_i(A)$ is the i-th singular value of A, where the standard ordering $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \cdots \geq \sigma_n$ has been adopted. Similarly, $\lambda(K, M)$ are the generalized eigenvalues of the pencil (K, M), ordered in an ascending manner. Tilde is used for random variables, as in $\tilde{x}$. Now, consider the standard generalised eigenvalue problem (GEP):

$$(K - \lambda_i M)\phi_i = 0, \quad \mathrm{i} = \{1, \dots, \mathrm{n}\} \tag{1}$$

Here, ϕ_i is the i-th structural mode, and K, M are the discrete stiffness and mass, typically both real in FEM. It is possible to show that unless $K, M \succcurlyeq 0$ i.e. they are at least positive semi-definite, the GEP has negative eigenvalues. In practical terms, this gives rise to complex natural frequencies of the structure, since they are given by $\omega_i^2 = \lambda_i(K, M)$. Correspondingly, $\phi_i \in \mathbb{R}$ is no longer true. To avoid this, for any realisation of the stochastic

matrices $\widetilde{K}, \widetilde{M}$ that we aim to construct, the positive (semi-)definiteness of the original matrices must be strictly preserved. Now, consider any n × n Hermitian matrix G with a 2×2 block partitioning, and its random counterpart $\tilde{G}$:

$$G = \begin{pmatrix} A & B \\ B^* & D \end{pmatrix}, \quad \tilde{G} = \begin{pmatrix} \tilde{A} & \tilde{B} \\ \tilde{B}^* & \tilde{D} \end{pmatrix} \tag{2}$$

Since all CMS component matrices must be at least positive semi-definite and symmetric, exactly like the global ones, G in (2) is used to represent any M_i or K_i. Now, it is possible to derive the following condition for $G \succcurlyeq 0$, entirely based on properties of G's submatrices:

Theorem 1. *Let G be a Hermitian matrix with a 2×2 block partitioning as per Eq. (2). Then G is positive semi-definite if and only if*

a) *all singular values* $\sigma_i(L_A^+ B L_D^{+*}) \leq 1$, *where* $A = L_A L_A^*$ *and* $D = L_D L_D^*$
b) $\text{range}(B) \subseteq \text{range}(A)$
c) $\text{range}(B^*) \subseteq \text{range}(D)$

Broadly speaking, a proof of Theorem 1 can be constructed calling upon the generalized Schur complement condition, i.e. $G \succcurlyeq 0$ if and only if

$$A \succcurlyeq 0, \; D - B^* A^+ B \succcurlyeq 0, \; (I - AA^+)B = 0 \tag{3}$$

along with the observation that for a Hermitian T, a necessary, but not sufficient condition for $STS^* \succcurlyeq 0$ is $\text{range}(V_n) \cap \text{range}(S^*) = \{0\}$, where V_n is the matrix of eigenvectors of T with negative associated eigenvalues. The latter can be asserted by assuming that there is a nonzero vector in the former matrix image intersection. In general, the proof of the Theorem 1 is quite involved and deemed outside the scope of this article.

At this stage, attention is drawn to the fact L_A and L_D may be any suitable factors of the diagonal blocks A, D. For a strictly positive definite block, a Cholesky decomposition can be taken. In the general case, when A or D may be singular, one can use the eigendecomposition or SVD to define their factors:

$$A = Q_A \Sigma_A Q_A^*, \; L_A = \; Q_A \Sigma_A^{1/2} X_A^* \tag{4}$$

Note that X_A is a completely arbitrary unitary matrix that can freely be chosen as the identity I. Obtaining an equivalent statement for the strictly positive definite case $G \succ 0$ is also a direct consequence of Theorem 1. It corresponds to the absence of rigid body modes in the mass and stiffness M and K, i.e. fully constrained model. Nevertheless, the general case presented above explicitly enables the treatment of matrices of the free-free boundary condition FEM model. Thus, an advantage of the proposed method is that random $\widetilde{M}$, $\widetilde{K}$ can be produced irrespectively of the selection of model constraints, or lack thereof.

To build the stochastic blocks of $\tilde{G}$, let us initially consider only B. Taking an SVD of A, as per Eq. (4), and an equivalent representation for D, define Z and its SVD in the following manner:

$$Z = L_A^+ B L_D^{+*} = U_Z \Sigma_Z V_Z^* \tag{5}$$

(5)

Now, let $\tilde{R}_A$ and $\tilde{R}_D$ be stochastic unitary matrices of the same size as A, D, respectively. Additionally, take $\tilde{\Sigma}_Z \in \mathbb{R}$ to be a random diagonal matrix of the size and rank of Σ_Z, with elements not exceeding unity. Then

$$\tilde{Z}' = U_Z \tilde{\Sigma}_Z V_Z^* \tag{6a}$$

$$\tilde{Z} = \tilde{R}_A \tilde{Z}' \tilde{R}_D^* = (\tilde{R}_A U_Z) \tilde{\Sigma}_Z (\tilde{R}_D V_Z)^* \tag{6b}$$

$$\tilde{B} = L_A \tilde{Z} L_D^* = L_A \tilde{R}_A \tilde{Z}' \tilde{R}_D^* L_D^* \tag{6c}$$

Swapping B with its random counterpart naturally preserves the validity of condition a) of Theorem 1. Provided that A and D are kept fixed, the transition from Z to $\tilde{Z}$ is contained entirely in $\tilde{B}$. Barring further restrictions on $\tilde{R}_A$, $\tilde{R}_D$ and $\tilde{\Sigma}_Z$, the domain of $\tilde{B}$ is precisely $\{B: G \succcurlyeq 0\}$ i.e. the set of all matrices B for which $\tilde{G}$ with constant diagonal blocks is positive semi-definite. The construction of $\tilde{B}$ is hence 'uncoupled' from that of $\tilde{A}$ and $\tilde{D}$. Regarding the latter blocks, a perturbation of the same form as that in Eq. (6b) may be applied, thus only the more involved case of $\tilde{B}$ is discussed here. Realisations of $\tilde{G}$ involve sequentially computing instances of $\tilde{A}$, $\tilde{D}$, then $\tilde{B}$.

1.2. Selection of appropriate perturbation matrices $\tilde{R}_i$ and overall computing cost

A suitable choice of the random matrices $\tilde{R}_A$, $\tilde{R}_D$ is paramount. Ideally, they should be sparse, owing to the matrix multiplications operations in Eq. (6c), and be easily definable so that $\mathrm{range}(B)$, $\mathrm{range}(B^*)$ are preserved. Matrices compounded of Givens rotations with random angles of specified probability density satisfy all of these conditions:

$$\tilde{R}_i = \tilde{\Pi}_i \tilde{J}_i \tilde{\Pi}_i^T \tag{7a}$$

$$\tilde{J}_i = \begin{pmatrix} \tilde{P}_i & & \\ & \cdots & \\ & & \tilde{P}_k \\ & & & 1 \end{pmatrix} \tag{7b}$$

$$\tilde{P}_k = \begin{pmatrix} \cos\tilde{\theta}_k & -\sin\tilde{\theta}_k \\ \sin\tilde{\theta}_k & \cos\tilde{\theta}_k \end{pmatrix} \tag{7c}$$

Here, $k = \left\{1,2,\dots,\left\lfloor\frac{n}{2}\right\rfloor\right\}$, n is the size of the perturbation rotation matrix, subscript i refers to either $\tilde{R}_A$ or $\tilde{R}_D$, and $\tilde{\Pi}_i$ is a permutation matrix. If G is singular, $\tilde{\Pi}_i$ and $\tilde{J}_i$ can be built such that the image of the perturbed A, B or D remains unaltered. This way all the conditions of Theorem 1 are met. Observe that an a priori explicit representation of the range and nullspace of these blocks is available, since in Eq. (6b) a known SVD is pre- and post-multiplied by orthogonal matrices of the form in Eq. (7).

The number of needed floating point operations for generating realisations of the blocks of $\tilde{G}$, expressed in terms of their corresponding sizes, is provided in Table 1. Sparse matrix operations are accounted for. Observe that the computational time would depend both on the chosen perturbation type, and whether the singular values of $\tilde{A}$, $\tilde{D}$, $\tilde{Z}$ are kept deterministic or not. Algorithmic complexity remains unchanged in either scenario.

Table 1
Opearations for generating a realisation of a random submatrix (for $q \geq r$)

Perturbation type	$\boldsymbol{A_{r\times r}}$	$\boldsymbol{D_{q\times q}}$	$\boldsymbol{B_{r\times q}}$
Only singular values $\sigma_i(.)$	$r^3 + r^2$	$q^3 + q^2$	$q^2 r + r^2$
R_i and constant $\sigma_i(.)$	$r^3 + 2r^2$	$q^3 + 2q^2$	$q^2 r + 2r^2$
R_i and random $\sigma_i(.)$	$2r^3 + 3r^2$	$2q^3 + 3q^2$	$q^2 r + 2q^2 + 3r^2$

It should be pointed out that FLOPS estimates for the initial decompositions of the blocks of M_i and K_i are not included, since these have to be computed only once. In addition, q and r correspond to the number of DOFs of a CMS component's modal coordinates and interface, respectively. Observe that q, r would typically be of order $10^2 \sim 10^3$ and are smaller than the global condensed model size. The latter, in turn, is orders of magnitude smaller than the original, unreduced one. Thus, the cubic complexity of the random matrix generation does not

adversely affect overall efficiency, and is in-line with the cost of a typical modal solution for the CMS system.

2. Validation – spacecraft structure

To ascertain the viability of the method drafted in Section 2, SSTL's NovaSAR spacecraft has been used as a realistic, high complexity test case. Reverberation chamber acceleration spectral density (ASD) acoustic test data was available for comparison at several sensor locations on the satellite. In addition, a FEM-FEM vibroacoustic solution was provided for the unreduced structure, obtained with FFT Actran and MSC Nastran solvers for the fluid and structural domains, respectively. The diffuse sound field excitation was defined in conjunction with the physical test sound pressure levels. Consequently, it was possible to carry out a parametric full Monte-Carlo (FMC) simulation, in which uncertainties in the model are approximated as Gaussian random variables, and the spacecraft's representation in physical coordinates is kept. In this case the latter had 411786 DOFs.

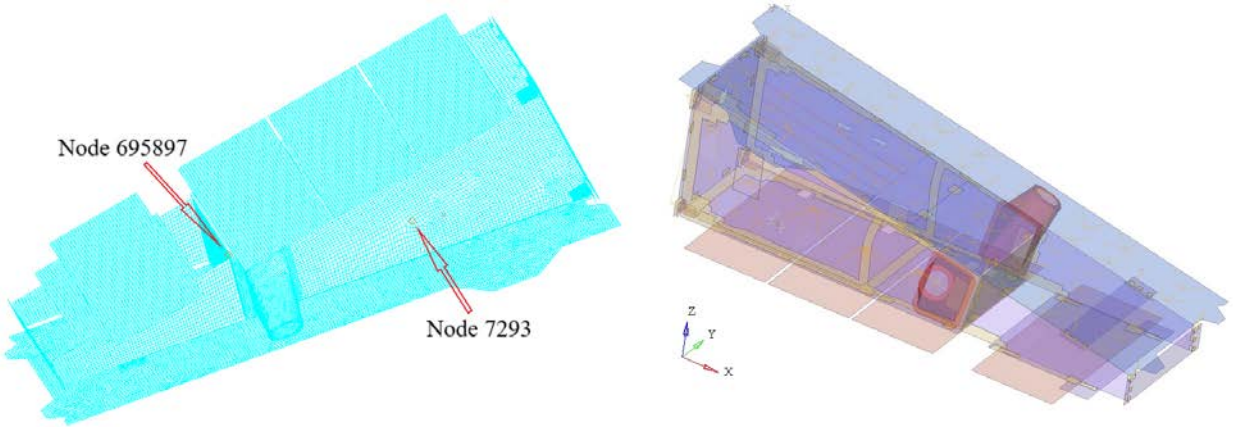


Fig. 1. SSTL NovaSAR spacecraft, with indicated nodes / test sensor locations used for results comparison

The purpose of the FMC was to establish a second baseline for comparison for the stochastic CMS method, using an established numerical scheme. The values used for the uncertainties are given in Table 2, with NSM standing for non-structural mass, and μ being the mean. The selection of appropriate values had been thoroughly studied, and such investigations can be found in [12]. The total number of instances run for the full Monte-Carlo simulation was 200. It should be pointed out that the vibroacoustic coupling was not taken into account on each of them, and the initially computed nominal pressure field was reused instead.

Table 2
Opearations for generating a realisation of a random submatrix (for $q \geq r$)

Type	Property	Symbol	St. deviation
Isotropic material	Young's modulus	E	0.08μ
	Shear modulus	G	0.12μ
	Density	ρ	0.04μ
Solid element	Property matrix	G_{ij}	0.12μ
	Density	ρ	0.04μ
Beams, rods	Section dimension	L	0.05μ
	Non-structural mass	NSM	0.08μ
Composites	Ply thickness	t_i	0.05μ

	Fibre orientation	θ_i	1.0°
	Non-structural mass	NSM	0.08μ
Thin shell	Thickness	t	0.05μ
	Non-structural mass	NSM	0.08μ
Spring	Stiffness	K_i	0.06μ
Point mass	Mass	m	0.05μ
Damping	Modal value		constant

The novel stochastic formulation of Section 1 was applied to a Craig-Bampton reduction of the satellite, comprised of 3 subsystems. It had a total of 2136 DOFs, of which 1554 modal, and 582 interface ones. Gaussian distributions were assigned to the random singular values of each subsystem's $\widetilde{K}_i$, $\widetilde{M}_i$ diagonally positioned blocks, representing the component modal mass and stiffnesses. The distributions were defined as normalised with respect to the original singular values. Therefore they had $\mu = 1$, while a standard deviation of $\sigma = 0.06\mu$ was specified. Similarly, the values of $\tilde{\theta}_k$, from Eq. (7), were also set to follow normal distributions with $\sigma = 0.06\pi$. However, the mean $\mu(\tilde{\theta}_k) = \pi$ was taken, since the nominal model can be thought of having the rotation angles set to zero. In other words, the matrices $\tilde{R}_i = I$. Again, 200 random model realisations were executed, which was found sufficient for result convergence to be attained.

The results collected from the new stochastic CMS are plotted and compared against the other two data sets on Figure 2 and Figure 3. The shown acceleration spectral density (ASD) response bands for either numeric scheme are mean solution $\pm 3\sigma$, equivalent to a 99.73% confidence interval. Generally, good agreement is established between the stochastic CMS, FMC and physical test data. While the former affects the low-frequency regime less than the FMC, the mid-frequency behaviour is remarkably closely matched. However, the new reduced scheme also poses the advantage of completing in 139s in total, against 36h 45min for the full parametric Monte-Carlo. Furthermore, while MSC Nastran was used for the FMC, the stochastic CMS was solved in Matlab, on the same machine, and the code was not fully optimized at the time of executing the test.

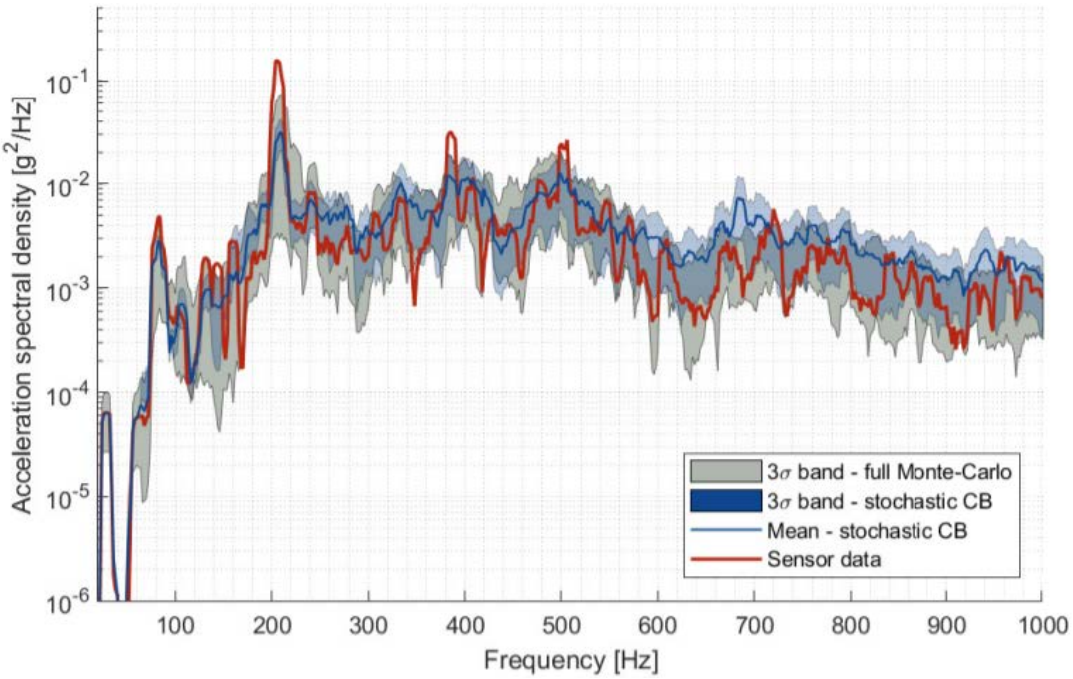


Fig. 2. Acceleration spectral density for Node 695897 in the x-direction

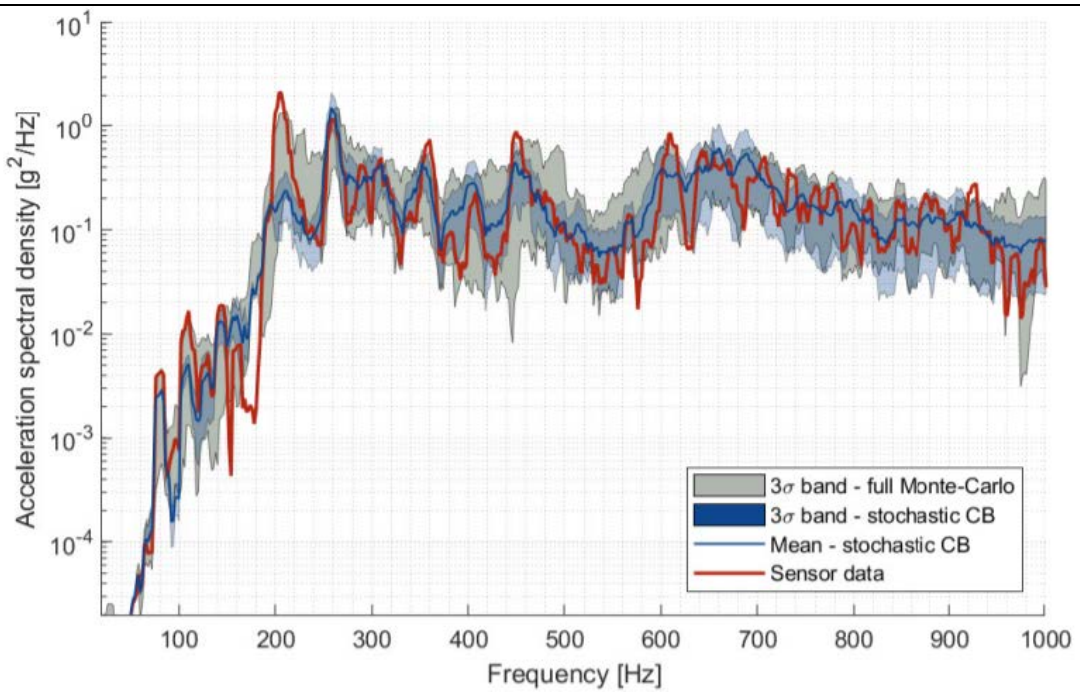


Fig. 3. Acceleration spectral density for Node 7923 in the x-direction

As an overall assessment of the response prediction's reliability, the computed/measured RMS accelerations are compared in Table 3. The new method provided estimations slightly closer to the test data than the FMC, with greatly improved efficiency and ease of implementation.

Table 3
Comparison of RMS acceleration values

Node	Response	Stochastic CMS	Full MC	Test
695897	μ	3.91g	3.68g	5.46g
695897	$\mu + 3\sigma$	6.07g	6.45g	
7923	μ	13.02g	13.98g	8.31g
7923	$\mu + 3\sigma$	16.43g	18.36g	

Conclusion

In summary, a novel stochastic method, applicable to Hermitian pencils arising in FEM has been introduced. Its inherent suitability to robustly and efficiently constructing random subsystem matrices for CMS reduced order models has been demonstrated in the context of low- to mid-frequency vibroacoustic analysis of SSTL's NovaSAR spacecraft. Comparison against test data, as well as a full parametric Monte-Carlo numerical simulation, showed reliable response predictions are attainable, at a greatly reduced computational cost.

References

1. Shorter, P. J. and Langley, R. S. Vibro-acoustic analysis of complex systems, *Journal of Sound and Vibration*, 288 (3), 669–699, (2005).

2. Cicirello, A. and Langley, R. S. The vibro-acoustic analysis of built-up systems using a hybrid method with parametric and non-parametric uncertainties, Journal of Sound and Vibration, 332 (9), 2165–2178, (2013).

3. Soize, C. A nonparametric model of random uncertainties for reduced matrix models in structural dynamics, *Probabilistic Engineering Mechanics*, 15 (3), 277–294, (2000). 4.

4. Kim, S. M., Kim, J.-G., Park, K. and Chae, S.-W. A component mode selection method based on a consistent perturbation expansion of interface displacement, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 330, 587–597, (2018).

5. Hinke, L., Dohnal, F., Mace, B. R., Waters, T. P. and Ferguson, N. S. Component mode synthesis as a framework for uncertainty analysis, *Journal of Sound and Vibration*, 324 (1-2), 161–178, (2009).

6. Craig, R. R. and Bampton, M. C. C. Coupling of substructures for dynamic analysis, *AIAA Journal*, 6 (7), 1313– 1319, (1968).

7. Rixen, D. J. A dual Craig-Bampton method for dynamic substructuring, *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 168 (1-2), 383–391, (2004).

8. Kim, J.-G. and Lee, P.-S. An enhanced Craig-Bampton method, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 103, 79–93, (2015).

9. Remedia, M., Aglietti, G. S. and Richardson, G. A stochastic methodology for predictions of the environment created by multiple microvibration sources, *Journal of Sound and Vibration*, 344 (12-16), 138–157, (2015).

10. Remedia, M., Aglietti, G. S., Richardson, G. and Sweeting, M. Integrated semiempirical methodology for microvibration prediction, *AIAA Journal*, 53 (5), 1236–1250, (2015).

11. Mace, B. R. and Shorter, P. J. A local/modal perturbational method for estimating frequency response statistics of built-up structures with uncertain properties, *Journal of Sound and Vibration*, 242 (5), 793–811, (2001).

12. Pradlwarter, H. J., Pellissetti, M. F., Schenk, C. A., Schueller, G. I., Kreis, A., Fransen, S., Calvi, A. and ¨ Klein, M. Realistic and efficient reliability estimation for aerospace structures, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 194 (12-16), 1597–1617, (2005)

УДК 534.08+535.417

OECD 01.03.AA+ 01.03.SY

Методы защиты волоконно-оптических интерферометров от воздействия акустических шумов окружающей среды

Алейник А.С.[1], Власов А.А.[2*], Аширов А.Н.[3]
[1]Доцент, Университет ИТМО, Россия
[2]Инженер, Университет ИТМО, Россия
[3]Инженер, Университет ИТМО, Россия

Аннотация

В настоящее время волоконно-оптические измерительные системы на основе фазовых датчиков находят все более широкое применение в различных сферах науки и техники за счет своих эксплуатационных и точностных параметров. Важнейшей составной частью таких систем являются волоконно-оптические интерферометры, в которых происходит пространственное и временное сведение опорного и измерительного оптических импульсов. Существует серьезный фактор, ограничивающий точность и динамический диапазон таких систем – чувствительность волоконно-оптического интерферометра к внешним шумам и вибрациям за счет эффекта фотоупругости, воздействию которого подвержено оптическое волокно. На исследование возможностей ослабления действия этого фактора и, соответственно, повышения точности упомянутых измерительных систем направлено предлагаемое научно-техническое исследование. В результате подготовлен перечень экспериментально проверенных технических решений и подходов, применение которых позволяет ослабить влияние упомянутого эффекта на 3 порядка (до 1000 раз) в диапазоне частот от 10 до 500 Гц.

Ключевые слова: шум окружающей среды, интерферометрические измерения, волоконно-оптические датчики

Fiber-optics interferometers environmental noise impact protection methods

Aleynik A.S.[1], Vlasov A.A..[2], Ashirov A.N.[3]*
[1]Assistant professor, Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Saint-Petersburg, Russia
[2] Engineer, Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Saint-Petersburg, Russia
[3] Engineer, Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

At present, fiber-optic phase sensors based measuring systems are increasingly used in various fields of science and technology due to their operational and accuracy parameters. The most important part of such systems are fiber-optic interferometers, in which the spatial and temporal mixing of the reference and measuring optical pulses occurs. There is a serious limiting factor of the accuracy and dynamic range of such systems - the sensitivity of the fiber-optic interferometer to environmental noise and vibrations due to the photoelastic effect in the optical fiber. The proposed scientific and technical research is aimed at studying the possibilities of suppressing this factor and, accordingly, increasing the accuracy of the mentioned measuring systems. As a result, a list of experimentally verified technical solutions and approaches has been prepared, the implementation of which makes possible the suppression of the influence of the said effect by 3 orders of magnitude (up to 1000 times) in the frequency range from 10 to 500 Hz.

Key words: *environmental noise, interferometric measurements, fiber-optics sensors.*

[*]*Автор корреспондент: salusnetklim@yandex.ru (Власов А.А.)*

Введение

В настоящее время волоконно-оптические фазовые интерферометрические датчики (ВОИФД) получают все более широкое распространение в качестве чувствительных элементов (ЧЭ) различных измерительных систем (волоконно-оптические гироскопы, датчики тока и напряжения, сейсмические косы и многие другие). Таким датчикам присущи следующие достоинства: низкие массогабаритные параметры ЧЭ, чрезвычайно высокая чувствительность (измерения происходят интерферометрическим способом), взрыво- и пожаробезопасность (оптическое волокно является диэлектриком), абсолютная нечувствительность ЧЭ к внешнему электромагнитному полю (чрезвычайно высокая помехозащищенность), возможность размещения ЧЭ в агрессивных средах (температурное воздействие, химическая активность и т.д.), возможность мультиплексирования большого количества датчиков на одном волокне (создание пространственных измерительных массивов).

Доля измерительных систем на основе ВОИФД (Рис. 1) на рынке систем мониторинга неуклонно растет [1] в связи с комплексом преимуществ по сравнению с традиционными электрическими датчиками и спрос на них стремительно увеличивается в таких отраслях промышленности, как нефтегазовая и горнодобывающая промышленность, ВПК, кораблестроение, космонавтика, архитектура и строительство, а также многих других.

Рис. 1. Результаты исследования мирового рынка волоконно-оптических измерительных систем на основе фазовых датчиков

Одной из важнейших составных частей измерительных систем на основе ВОИФД является волоконно-оптический компенсационный интерферометр (ВОИ или КИ), в котором осуществляется сведение измерительного и опорного оптического сигналов для получения интерференционной картины, регистрируемой фотоприемным устройством. Место ВОИ в измерительной системе на основе ВОИФД указано на рис. 2 (ИИ – источник излучения, ОВ – оптическое волокно, ОЦ – оптоволоконный циркулятор, ВБР – волоконная брэгговская решётка, ФП – фотоприемник, КИ – компенсационный интерферометр (он же ВОИ), ГШ – генератор шума).

Принцип работы ВОИ состоит в следующем – на входе один оптический импульс разделяется на два импульса, которые распространяются вдоль двух оптических плеч ВОИ (короткого и длинного), длины которых совпадают с величиной оптического пути внутри чувствительного элемента. При сложении соответствующих измерительных и опорных импульсов на фотоприемнике происходит возникновение интерференционного импульса, по величине оптической мощности которого в соответствии с функцией видности делается вывод о величине измеряемого воздействия на чувствительный элемент.

В случае работы ВОИФД в реальных условиях на ВОИ наблюдается воздействия шумов и вибраций, что приводит к изменению длин плеч интерферометра [2], а

следовательно, модуляции длины оптического пути. Результатом таких воздействий является зашумление интерференционной картины на фотоприемнике, и, как следствие, снижение точностных параметров измерительной системы и её чувствительности. Основной проблемой является тот факт, что ввиду конструкции измерительной системы на основе ВОИФД плечи интерферометра обладают чувствительностью, сопоставимой с чувствительностью чувствительного элемента, в связи с чем действие шумов и вибраций на ВОИ существенно ограничивают точностные характеристики системы и ее динамический диапазон.

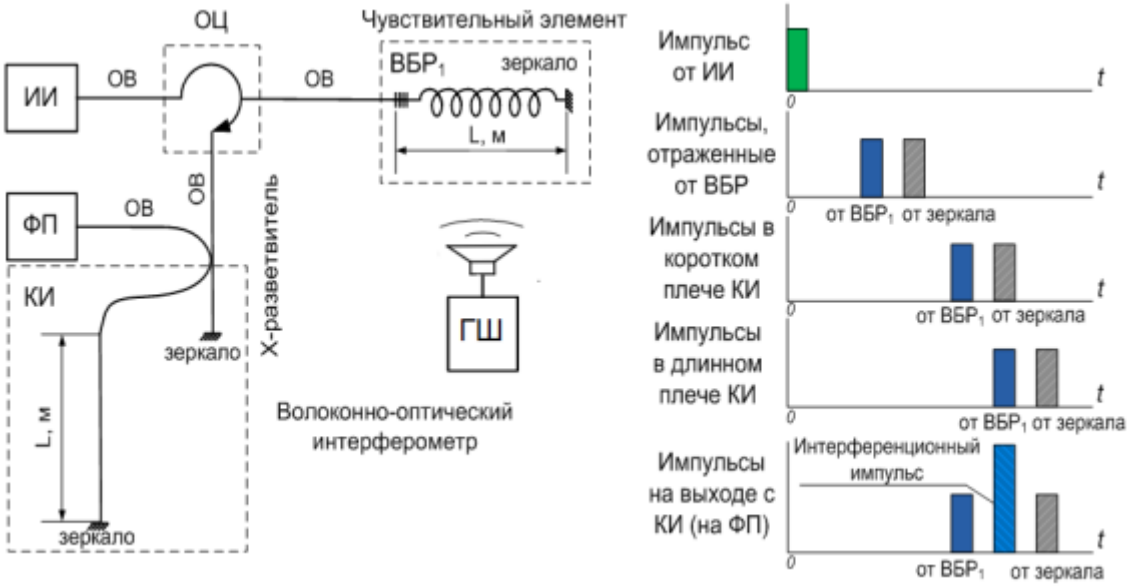


Рис. 2. Обобщенная принципиальная оптическая схема измерительной системы на основе ВОИФД (слева), место ВОИ (КИ) в ней и временные диаграммы оптических импульсов в различных составных частях ВОИФД (справа)

Паразитный набег фазы, возникающий при шумовом воздействии, описывается следующим соотношением [2]:

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \epsilon_z - \left(\frac{n^2}{2}\right)[(P_{11} + P_{12})\epsilon_r + P_{12}\epsilon_z]\Delta P \qquad (1)$$

где P_{11} и P_{12}- коэффициенты фотоупругости сердцевины оптического волокна, n – ее эффективный показатель преломления, ΔP - изменение акустического давления, ϵ_z - осевая деформация оптического волокна, ϵ_r - радиальная деформация оптического волокна.

Проведенные предварительные измерения показывают, что чувствительность данного ВОИ к акустическим воздействиям составляет 50 мкРад/Па. Данное значение будет являться опорным для всех дальнейших вычислений и измерений.

Исследуемый в данной работе ВОИ (КИ) является сложным и высокотехнологичным волоконно-оптическим прибором, изготовление которого требует наличия квалифицированного персонала, а также серьезной производственной и материальной базы.

Возникновение сигнала ошибки при воздействии шумов и вибраций в данной измерительной системе обусловлено изменением длины и показателя преломления оптического волокна по причине эффекта фотоупругости. При воздействии на плечи ВОИ шумов и вибрации, которые ввиду того, что линейные размеры внутреннего объема ВОИ намного меньше длины звуковой волны, могут быть рассмотрены как периодические изменения давления, с одной стороны, происходит периодическое изменение показателя

преломления световедущей сердцевины волокна, что приводит к модуляции длины оптического пути в соответствии с частотой шумов и вибрации, а с другой – периодическому возникновению вынужденного двулучепреломления в оптическом волокне с этой же частотой. Эти явления являются причиной возникновения фазового шума, который приводит к невозможности точно оценить размах интерференционной картины на фотоприемнике и, соответственно, сделать достоверный вывод об измеряемой величине.

Шумовые воздействия в соответствии со средой распространения могут быть разделены на воздушные (газовая среда) и структурные (шумы в твердом теле, вибрации). В соответствии с указанной классификацией возмущающих воздействий, может быть проведена классификация мер по виброшумоизоляции объектов (Рис. 3). Поглощение шумового сигнала является эффективной мерой по подавлению нежелательного воздействия воздушных шумов. Кроме того, применение таких материалов способно защитить плечи компенсационного интерферометра от проявления нежелательного термооптического эффекта (т.е. возникновения флуктуаций показателя преломления при температурных изменениях, что также может привести к модуляции длин оптического пути по причине изменения показателя преломления оптического волокна). Пористая структура поглощающих звук материалов обладает также и теплоизолирующими свойствами, соответственно, применение таких материалов защищает внутренний объем компенсационного интерферометра от резких изменений температуры, воздействующих извне. При этом, в конструкции компенсационного интерферометра отсутствуют токоведущие части или другие нагревательные элементы в непосредственной близости от чувствительных участков оптического волокна. Применение же фильтрующих устройств для отражения шумового сигнала является эффективной мерой для борьбы со структурным шумом, то есть вибрацией.

Рис. 3. Классификация мер по виброшумоизоляции объектов

Совместное применение различных мер по защите чувствительных частей компенсационного интерферометра от воздействия акустических шумов и вибрации и нахождение оптимальной конфигурации этих мер позволит снизить чувствительность оптического волокна к шумам окружающей среды. Проведенные же исследования позволят сформировать научные подходы и технологические приемы для расчета защитных систем для любых типов интерферометрических узлов различных измерительных систем.

С другой стороны, меры по снижению акустической и вибрационной чувствительности можно классифицировать подобно уровням модели ***OSI*** в зависимости

от того, на какой стадии построения измерительной системы они могут быть применены (Таблица 1):

Таблица 1

№ п/п	Уровень	Сущность защитных мер	Комментарий
1	Системный	Меры по защите измерительных систем на основе волоконно-оптических фазовых датчиков от шумов и вибраций: применение поглощающих слоев для обработки корпусов, построение многослойных акустических резонаторов со значительными потерями и др.	Могут быть применены при модернизации существующих систем для повышения их точностных характеристик (низкая сложность проведения работ).
2	Приборный	Меры по защите волоконно-оптического интерферометра от шумов и вибраций: применение подвешивающих и изолирующих конструкций.	Могут быть применены при модернизации существующих систем для повышения их точностных характеристик (высокая сложность проведения работ).
3	Компонентный	Меры по защите от воздействия шумов и вибраций отдельных волоконно-оптических компонентов: применение различных покрытий волокна, изоляция электрооптического модулятора и др.	Могут быть применены только при разработке новых измерительных приборов и систем.

Таким образом, применение результатов данной исследовательской работы позволяет не только разрабатывать более точные измерительные системы, но и повышать точность уже существующих систем путем их модернизации.

К методам исследования, используемым в данной работе, относятся:

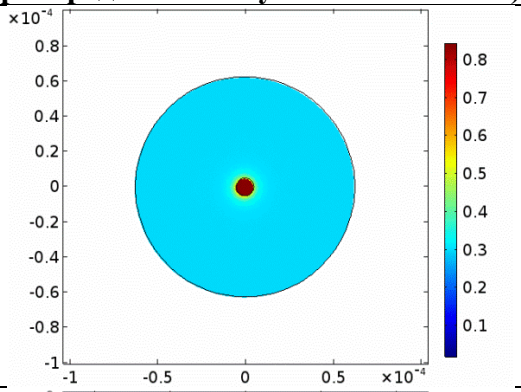
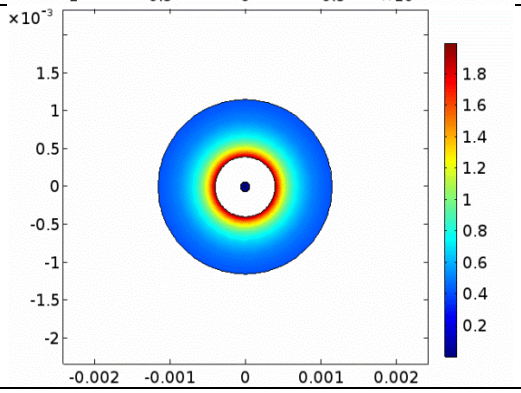
1) Литературный обзор материалов из открытых источников по теме исследования;
2) Изучение и классификация акустических шумов;
3) Изучение и классификация технических решений и подходов по виброшумоизоляции;
4) Изучение и классификация применяемых в мировой практике приемов и материалов для виброшумоизоляции;
5) Расчет оптимальной конфигурации технических решений и подходов по виброшумоизоляции;
6) Экспериментальная проверка эффективности выбранных мер;
7) Анализ и обобщение полученных данных;

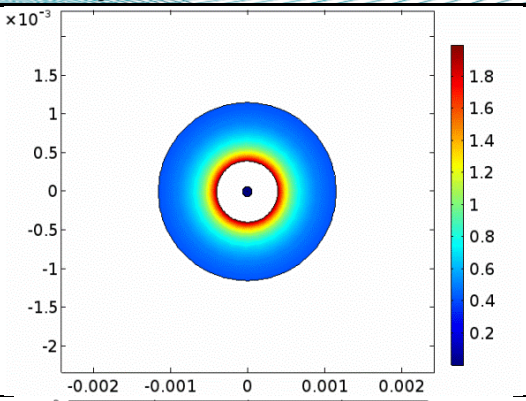
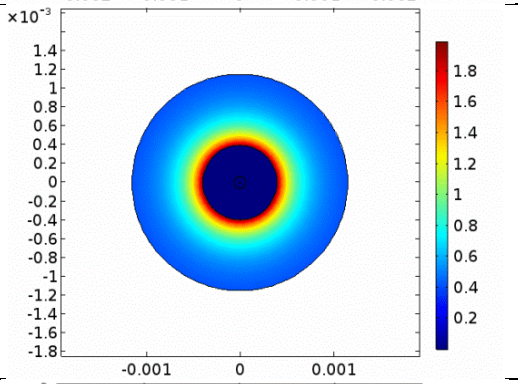
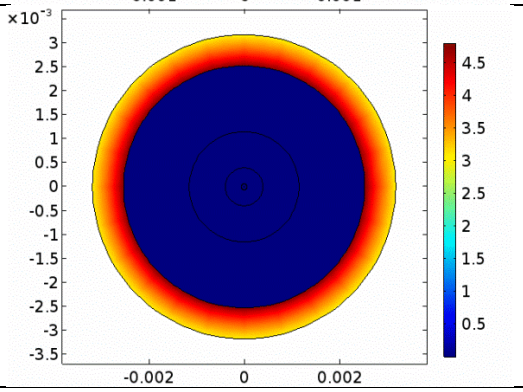
В процессе работы произведено полное исследование воздействия акустических колебаний на такой узел волоконно-оптических измерительных систем на основе фазовых датчиков, как компенсационный интерферометр, выявлены механизмы возникновения и распространения шумовых воздействий, исследованы способы защиты чувствительных элементов от шумов и вибрации, а также произведены экспериментальные оценки их

эффективности, для чего была разработана методика измерения, спроектирована и изготовлена лабораторная измерительная установка. Анализ и обобщение результатов данного исследования позволили получить методику защиты чувствительных узлов прецизионных волоконно-оптических измерительных систем, что позволит существенно увеличить их точностные характеристики и чувствительность. Достигнуто снижение чувствительности ВОИ к акустическим воздействиям до среднего уровня 0.1 мкРад/Па и менее в рабочем диапазоне акустических частот 10-500 Гц при минимальном значении 50 нРад/Па.

В ходе работ по данной тематике были проведены работы на всех упомянутых в Таблице 1 уровнях, причем особое внимание было уделено компонентному уровню.
Численное моделирование поведения 4 различных покрытий оптического волокна, принципиально различающиеся по конструкции и свойствам применяемых материалов, прежде всего модулем Юнга и коэффициентом Пуассона при изотропном акустическом воздействии с акустическим давлением 1 Па в диапазоне частот 1—1000 Гц (метод конечных элементов), проведенное в среде ***COMSOL Multiphysics***, показывает следующую зависимость (в частотной области) чувствительности оптического волокна (выраженной через радиальное смещение) от типа его покрытия (Рис. 5). Перечень образцов покрытия оптического волокна, принятых к моделированию, представлен в Таблице 2.

Таблица 2

№ п/п	Наименование покрытия	Поперечный срез (с демонстрацией распределения акустического поля)
1	Оптическое волокно со стандартным акрилатным покрытием (D сердцевины = 10 мкм, D оболочки = 125 мкм, D покрытия = 250 мкм)	
2	Оптическое волокно в медной трубке (D внешний трубки = 1.2 мм, D внутренний трубки = 0.8 мм) с идеальным воздушным зазором (касание боковой поверхностью ОВ отсутствует)	

3	Оптическое волокно в медной трубке с идеальным вакуумным зазором	
4	Оптическое волокно в медной трубке с заполнением зазора каучуком (упругий материал)	
5	Многослойное покрытие: оптическое волокно в медной трубке с каучуковым заполнением зазора, помещенное во вторую медную трубку (D внешний трубки = 2.5 мм, D внутренний трубки = 1.6 мм)	

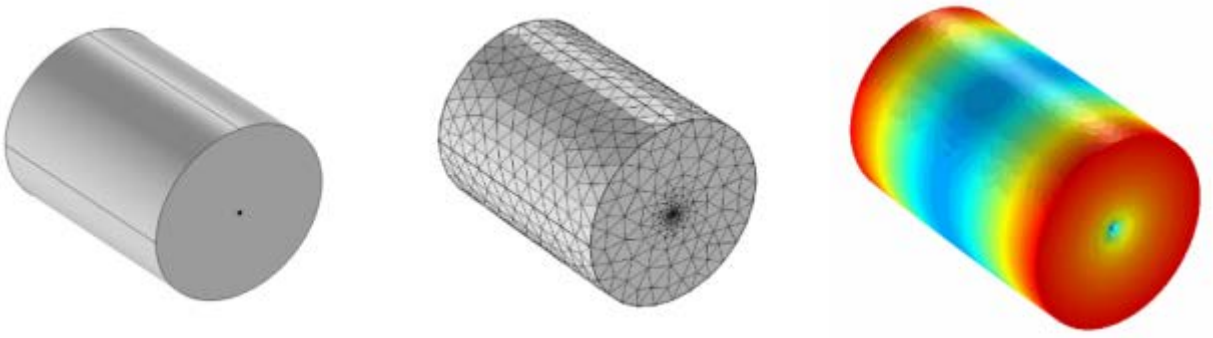


Рис. 4. Численное моделирование в пакете COMSOL Multiphysics: слева направо - построение модели оптического волокна, накладывание сетки, воздействие акустического давления на оптическое волокно

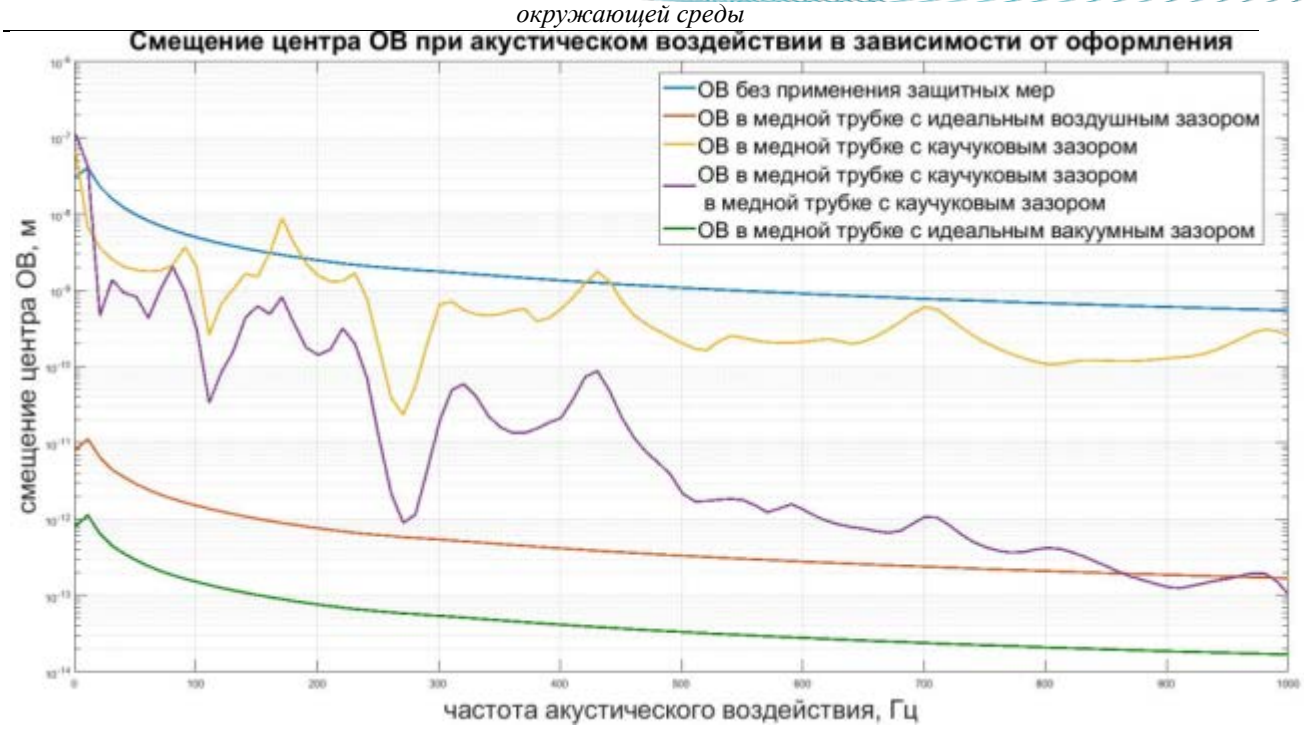
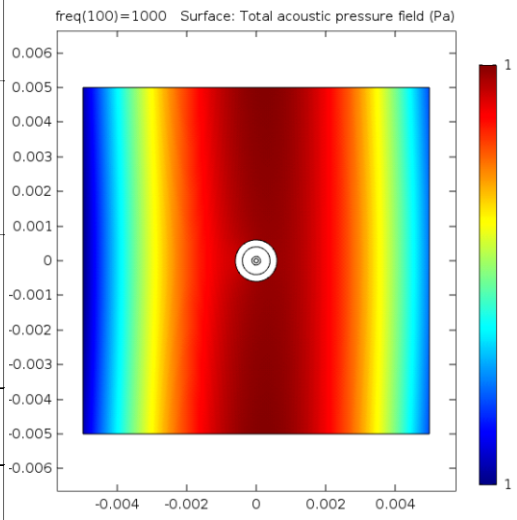


Рис. 5. Зависимость радиального смещения оптического волокна по причине акустического воздействия от типа оформления (покрытия) оптического волокна.

Кроме того, было проведено уточняющее численное моделирование пяти различных покрытий ОВ. Типы покрытия подбирались с целью дальнейшей сборки подобных образцов для экспериментальной проверки их эффективности, то есть, исходя из возможности их практической реализации. Результаты данного моделирования представлены в Таблице 3. При этом E – модуль Юнга покрытия (Па), u – его коэффициент Пуассона. Чувствительность рассчитывалась относительно чувствительности оптического волокна без покрытий, в акрилатной оболочке. При таком подходе довольно просто можно судить об эффективности той или иной меры по виброшумоизоляции – результирующая акустическая чувствительность выражается в долях единицы и ее минимальные значения соответствуют наибольшей эффективности. В случае, если данная относительная чувствительность принимает значение больше единицы, можно говорить о том, что данное покрытие обладает свойством усиливать акустическое воздействие, что также может быть полезно в ряде применений.

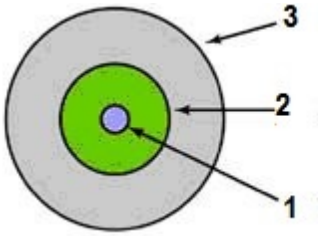
Таблица 3

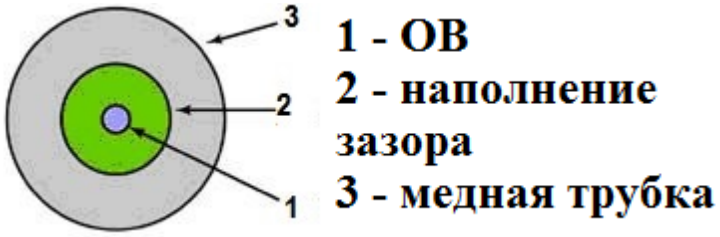
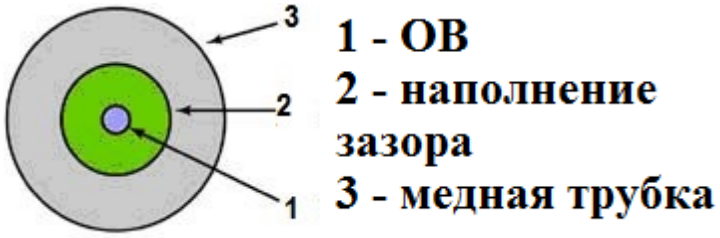
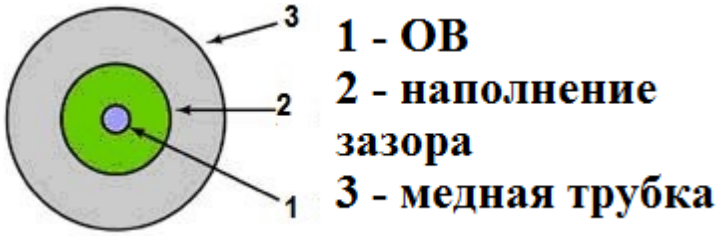
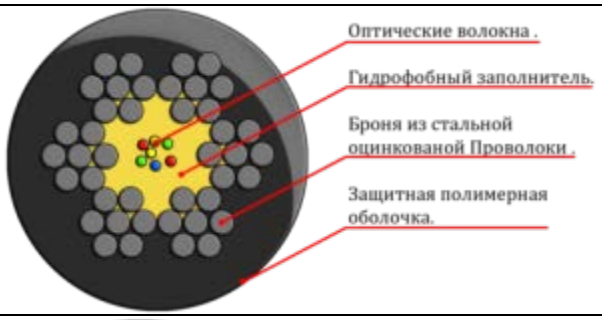
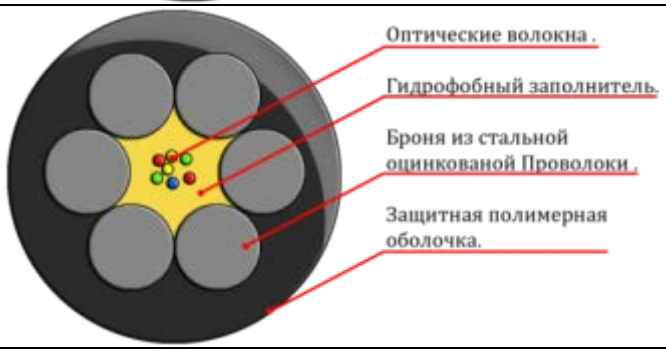
Тип покрытия	Чувствительность, отн. ед.	Распределение акустического давления
ОВ в идеальном воздушном зазоре медной трубки (Dт = 2.4 мм, dт = 1.45 мм)	1,00E-04	
ОВ в медной трубке с заполнением зазора полимерным компаундом RTV-655 (E = 6.5 МПа, u = 0.41)	0.37	
ОВ в медной трубке с заполнением зазора полимерным компаундом ЭВ-2БП-Г (E = 1 МПа, u = 0.15)	0.17	
ОВ в тросовом кабеле (D = 4 мм, 6 жестких стальных жил троса)	0.36	
ОВ в тросовом микрокабеле (D = 3 мм, 6 мягких жил троса)	0.28	

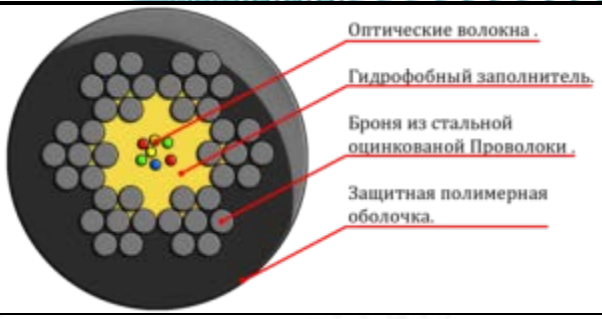
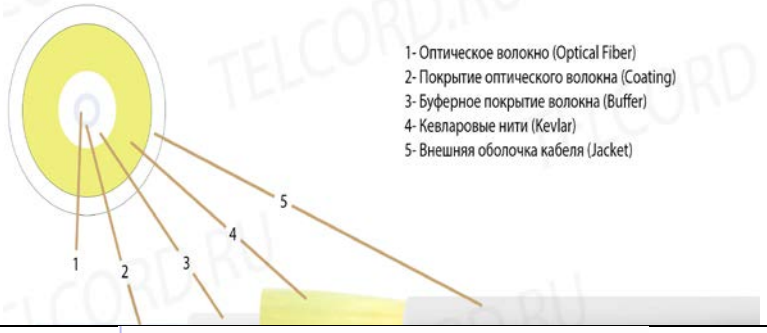
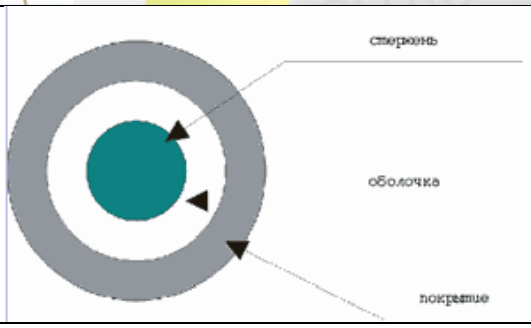
Таким образом, из результатов данного моделирования становится понятно, что за счет применения различных покрытий и их композиций возможно снижение паразитной чувствительности к внешним шумам и вибрациям на 1-5 порядков. Видно, что многослойные покрытия могут дать серьезный выигрыш в эффективности, но за счет наличия упругих свойств каучукового наполнения и массы металлического покрытия данные конструкции обладают собственными резонансными частотами, что негативно сказывается на линейности АЧХ. Наивысшей эффективностью обладают воздушные и вакуумные наполнения металлических покрытий, но при их изготовлении, к сожалению, крайне сложно избежать касания стенок металлической трубки оптическим волокном, что может значительно снизить эффективность данных покрытий.

Данные результаты были проверены практически при помощи экспериментальной установки (Рис. 6) и ряда образцов волоконно-оптического датчика акустического давления на ВБР с различными нанесенными покрытиями. Перечень образцов покрытия оптического волокна, участвовавших в данном эксперименте, приведен в Таблице 4.

Таблица 4

№ п/п	Наименование покрытия	Поперечный срез
1	Оптическое волокно в медной трубке (D внешний трубки = 1.2 мм, D внутренний трубки = 0.8 мм) с откачанным воздухом (вакуум)	

2	Оптическое волокно в медной трубке (D внешний трубки = 1.2 мм, D внутренний трубки = 0.8 мм) с заполнением зазора воздухом	
3	Оптическое волокно в медной трубке (D внешний трубки = 1.2 мм, D внутренний трубки = 0.8 мм) с заполнением зазора компаундом ЭВ-2БП-Г (компаунд с максимальной вязкостью)	
4	Оптическое волокно в медной трубке (D внешний трубки = 1.2 мм, D внутренний трубки = 0.8 мм) с заполнением зазора компаундом RTV (компаунд с максимальной упругостью)	
5	Оптическое волокно в составе кабеля в тросовой оболочке (6 жил из многожильного троса, диаметр кабельной «брони» = около 5 мм)	
6	Оптическое волокно в составе кабеля в тросовой оболочке (6 жил из моножильного троса, диаметр кабельной «брони» = около 5 мм)	

7	Оптическое волокно в составе кабеля в тросовой оболочке (6 жил из многожильного мягкого и тонкого троса, диаметр кабельной «брони» = 1.6 мм)	
8	Оптическое волокно в пластиковой трубке с заполнением зазора кевларовыми волокнами	
9	Оптическое волокно в стандартном акрилатном покрытии (опорный вариант)	

В качестве акустического воздействия применялся сигнал типа «белый шум»; это позволило, с одной стороны, избежать образования стоячих акустических волн в помещении на его резонансных частотах, а с другой – получать АЧХ отклика датчика за одно измерение. Методика измерений относительная, то есть, основанная на сравнении вида АЧХ отклика волоконно-оптических датчиков с различными оформлениями при подаче одинакового акустического воздействия. По различиям АЧХ делался вывод об эффективности того или иного покрытия в каждом диапазоне исследуемой области частот. Акустическое воздействие подводилось к исследуемым образцам, размещенным в подвесной сетчатой корзине для минимизации вибрационных воздействий, посредством специально разработанного испытательного стенда, представляющего собой низкочастотный динамик, размещенный в акустическом оформлении типа «открытый экран», размеры и место установки динамика в котором были рассчитаны на основе его параметров Тиля-Смолла.

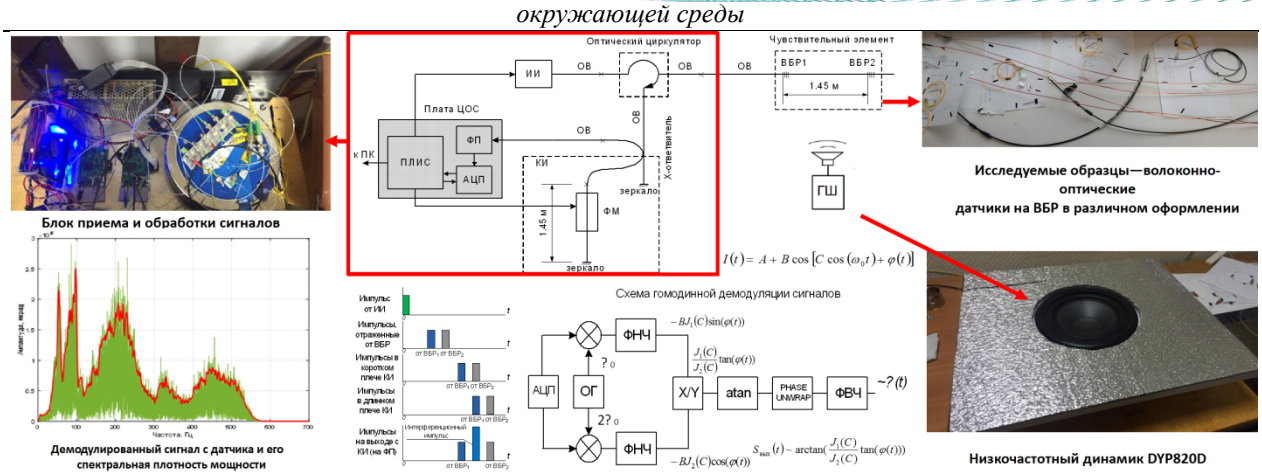


Рис. 6. Схема экспериментальной установки по проверке чувствительности к шумам окружающей среды

Результаты данного эксперимента показаны на рис. 7. Видно, что на низких частотах большее подавление вызывают покрытия с высокой вязкостью и податливостью материала, в то время как на высоких частотах выигрыш достигается более жесткими материалами. В связи с этим было принято решение включить в будущие серии экспериментов опыт с заполнением зазора неньютоновской жидкостью, обладающей различными свойствами в зависимости от скорости нарастания акустического давления.

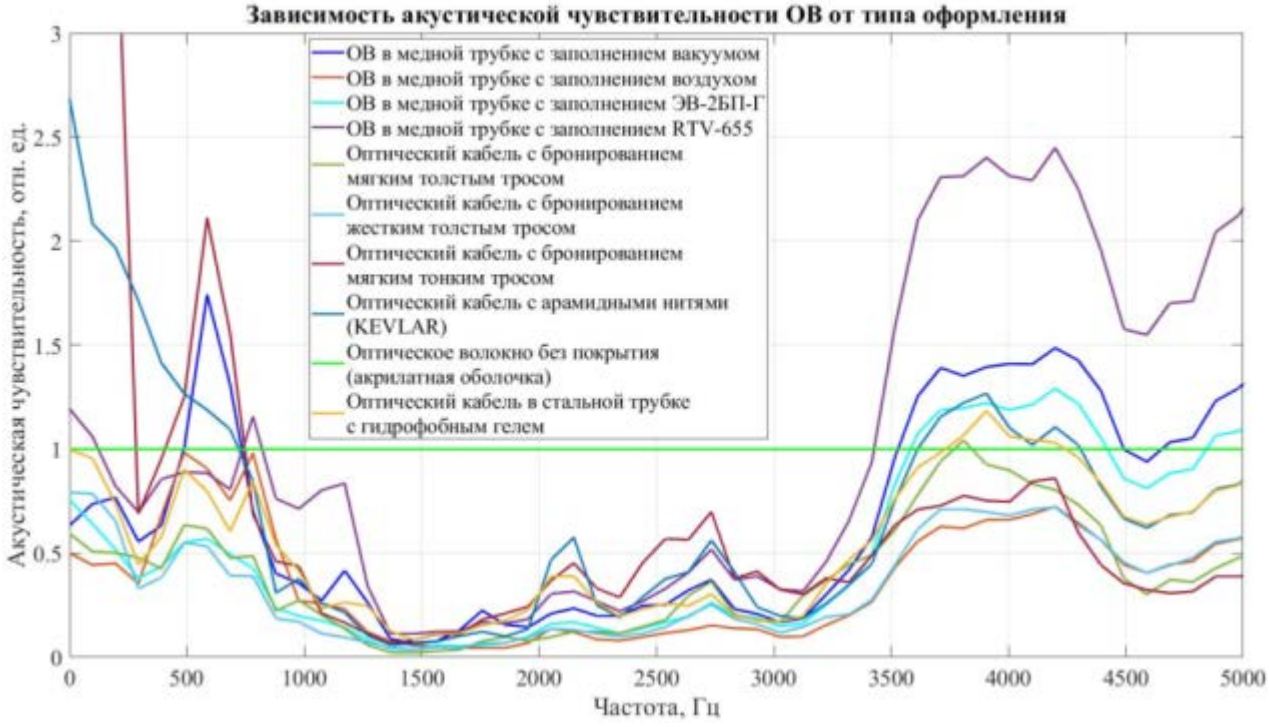


Рис. 7. Результаты экспериментальной проверки эффективности защитных покрытий оптического волокна

Кроме того, на этой же экспериментальной установке (Рис. 6) была проведена практическая проверка эффективности подавления возмущающего воздействия некоторых мер приборного и системного уровней. Результаты данной проверки приведены на графике (Рис. 8). На данном рисунке представлена сравнительная характеристика чувствительности ВОИ без мер по виброшумоизоляции, а также ВОИ с применением экспериментально проверенной наиболее эффективной комбинации защитных материалов (Рис. 9) и рассчитанного под данные условия пружинного подвеса. Общая эффективность

перечисленных мер – около 2 порядков. Стоит отметить, что упомянутая наиболее эффективная комбинация защитных материалов является результатом обширной серии экспериментов, проведенных в ходе данной работы; материалы выбраны после тщательно проведенного обзора методов акустической защиты и практической проверки их эффективности. Синтетический каучук, помещенный между металлом корпуса и жестяным листом, образует вместе с ними акустический резонатор с большими потерями (за счет упругих свойств и вязкости каучука), многократный проход акустической волны по которому вызывает ее значительное ослабление. Поролоновый слой призван подавить отражения акустической волны от стенок защищаемого объема; кроме того, он служит для механической защиты волоконно-оптических компоненты от повреждений при возникновении нештатной ситуации. Упомянутые материалы изображены на рис. 11.

Пружинный подвес был выбран для виброшумозащиты КИ по причине его простоты, эффективности и надежности. Принцип его работы состоит в следующем: система, состоящая из тела с массой $\boldsymbol{m}$ и пружины с коэффициентом жесткости $\boldsymbol{k}$, которая находится внутри своего динамического диапазона (не находится в режиме пластической деформации), образует пружинный маятник с периодом собственных колебаний [3, 4]:

$$T_e = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}} \tag{2}$$

Частота собственных колебаний такой системы:

$$f_e = \frac{1}{2\pi\sqrt{\frac{m}{k}}} = \frac{\sqrt{\frac{k}{m}}}{2\pi} \tag{3}$$

Выбором коэффициента жесткости пружин $\boldsymbol{k}$ осуществляется сдвиг собственной частоты $\boldsymbol{f_e}$ в область нижних частот таким образом, чтобы она была в n раз меньше начальной частоты защищаемого диапазона $\boldsymbol{f_{st}}$. В Таблице 5 указано соотношение уровней желаемого подавления S и отношения $\frac{f_{st}}{f_e}$.

Таблица 4

Подавление S, дБ	5	7.5	10	15	20	25	30	35
$\boldsymbol{n}$	1.65	1.8	2	2.6	3.3	4.2	5.4	7

На рис. 8 приведены данные экспериментальной проверки эффективности перечисленных мер по виброшумоизоляции компенсационного интерферометра (КИ); на рис. 9 приведена схема расположения упомянутых материалов и технических средств в разрезе; рис. 10 показывает внешний вид примененных материалов.

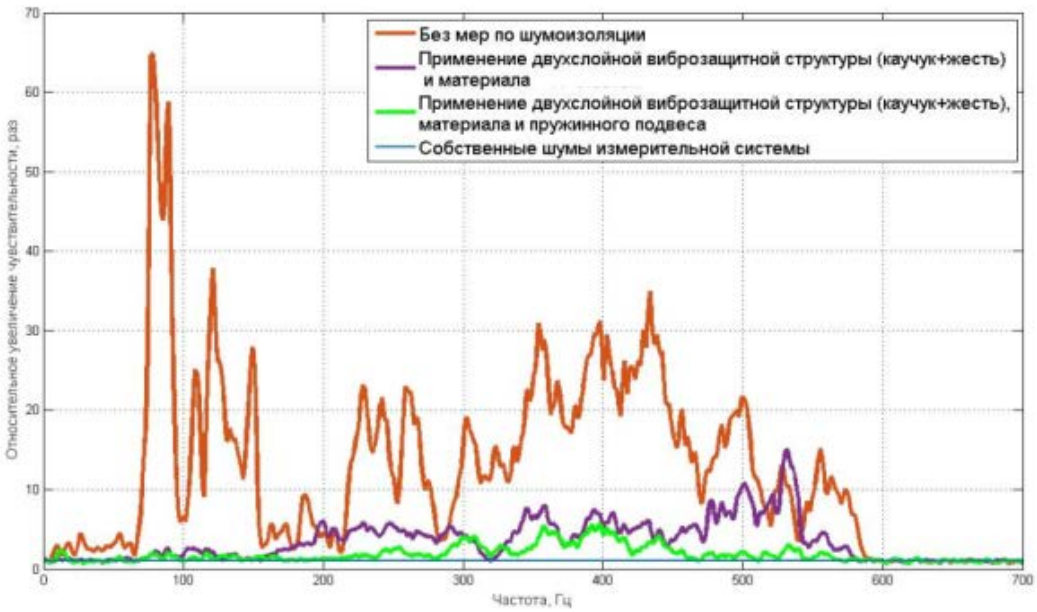


Рис. 8. Результаты экспериментальной проверки применения пружинного подвеса и поглощающих слоев для защиты от внешних шумов и вибраций подвеса и поглощающих слоев для защиты от внешних шумов и вибраций

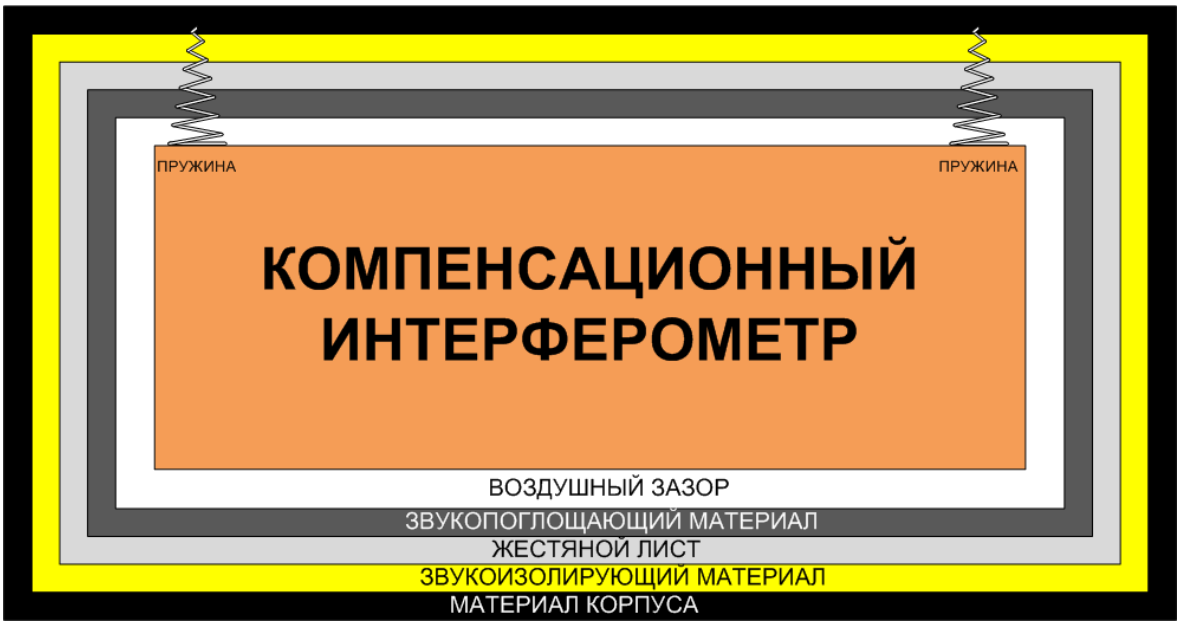


Рис. 9. Наиболее эффективная комбинация защитных мер приборного и системного уровней

Рис. 10. Материалы, применяемые для акустической защиты корпусов измерительных систем (в порядке их нанесения на корпус; слева направо): синтетический каучук, жестяной лист, поролон с битумной пропиткой

На основе полученных результатов была предложена усовершенствованная версия пружинного подвеса (Рис. 11), оснащенная не только виброзащитными, но и центрирующими пружинами, что значительно снижает вероятность повреждения КИ в случае возникновении нештатных ситуаций при работе измерительных систем в реальных условиях. Кроме того, в данной версии подвеса предусмотрена возможность арретирования (иммобилизации) КИ в транспортном положении и при хранении, что также повышает эксплуатационные характеристики измерительных систем на его основе. Также, данная версия виброзащитного подвеса выполнена в виде единого устройства на собственной раме, что позволяет более удобным образом выполнять монтаж\демонтаж устройства в корпус измерительной системы целиком и не выполнять первичную настройку натяжения пружин только один раз – при первой сборке устройства. Данное исполнение виброзащитного пружинного подвеса оптимизировано для серийного производства и предназначено для промышленного применения. Применение резинометаллических виброизоляторов для развязки рамы (шасси) подвеса от внешнего корпуса устройства позволяет объединить достоинства различных видов виброизоляторов и тем самым увеличить эффективность защитных мер.

Таким образом, результаты данной работы позволяют осуществить защиту необходимых узлов волоконно-оптической измерительной системы на различных уровнях, что позволяет как применять их на этапе разработки и производства систем (для достижения максимальной эффективности защитных мер), так и выполнять доработку уже существующих систем (повышение эффективности уже внедренных систем), что *является несомненным преимуществом.*

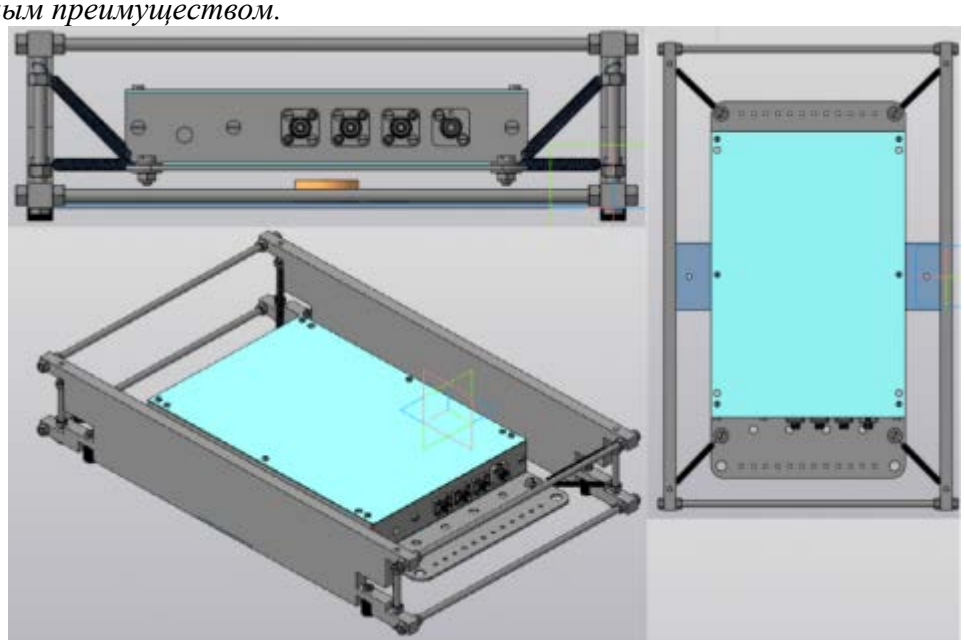


Рис. 11. Модернизированная версия виброзащитного пружинного подвеса компенсационного интерферометра

Заключение

В ходе работ по данной тематике были получены следующие результаты:

1. Проведен обзор мирового рынка волоконно-оптических фазовых датчиков, изучены основные закономерности;
2. Проведен литературный обзор факторов, ограничивающих точностные параметры ВОИФД, выделены наиболее серьезные из них, изучены причины их возникновения;
3. Изучены основные методы защиты объектов от воздействия внешних шумов и вибраций, выполнена их адаптация к специфике применения в составе волоконно-оптических измерительных систем;
4. Подготовлена методика измерения эффективности подавления нежелательных акустических и вибрационных воздействий (виброшумоизоляции); создана измерительная установка;
5. Проведено численное моделирование эффективности различных типов покрытий оптического волокна с точки зрения подавления внешнего шумового сигнала.
6. Подготовлен перечень мер (покрытия ОВ + применение защитных материалов + пружинный подвес) по виброшумоизоляции КИ, с суммарной эффективностью, то есть, подавлением паразитного сигнала на уровне около 1000 раз; средний уровень паразитного сигнала на КИ – около 0.1 мкРад/Па и ниже в диапазоне частот 10-500 Гц при минимальном значении 50 нРад/Па.
7. На основе полученных данных подготовлено усовершенствованное техническое решение по защите КИ, обладающее высокой степенью готовности к промышленному внедрению и эксплуатации в реальных условиях.

Список литературы

1. A. Cusano, A. Cutolo, J. Albert, «Fiber Bragg Grating Sensors: Recent advancements, industrial applications and market exploration», ISBN: 978-1-60805-084-0
2. N. Lagakos, I. J. Bush, J. H. Cole, J. A. Bucaro, J. D. Skogen and G. B. Hocker, «Acoustic desensitization of single-mode fibers utilizing nickel coatings», OPTICS LETTERS / Vol. 7, No. 9 / September 1982
3. В.Н. Челомей и соавторы, «Вибрации в технике», справочник в 6 томах, М, «Машиностроение»
4. Budynas, Richard G. «SHIGLEY’S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, TENTH EDITION», ISBN 978-0-07-339820-4

УДК 628.517
OECD 01.03.AA

Исследование акустических и аэродинамических характеристик глушителя шума для газовых трактов котлов малой теплопроизводительности

Журавлев Е.А.[1*], Чугунков Д.В.[2], Сейфельмлюкова Г.А.[3]
[1]Аспирант, Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
[2]Доцент, Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
[3]Научный сотрудник, Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

Аннотация

В настоящей статье рассматривается проблема повышенных уровней шума от оборудования малых объектов энергетики, обеспечивающих тепловой энергией жилые и общественные здания. Одними из основных источников генерации шума на энергообъекте являются котлы. Основными путями распространения шума от котлов являются газовые тракты и дымовая труба. Особенно остро стоит проблема шумового воздействия для котельных, размещенных в жилых домах, где распространение шума от газовых трактов, включая дымовую трубу, происходит в жилые квартиры через стены и перекрытия. В статье перечислены возможные технические решения по снижению шума в газовых трактах. Предложена особая конструкция глушителя шума. Представлены результаты натурных стендовых испытаний акустической эффективности разработанного глушителя шума в сравнении с расчётными значениями. Проведено численное моделирование потока среды в глушителе шума для определения создаваемого им аэродинамического сопротивления. Проведено технико-экономическое обоснование внедрения глушителя шума.

Ключевые слова: шум, глушитель шума, энергетический объект, котельная, котлы, газовые тракты.

Study of acoustic and aerodynamic characteristics of a silencer gas paths boilers

Zhuravlev E.A[1], Chugunkov D.V.[2], Seyfelmlyukova G.A.[3]*
[1]PhD student, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia
[2]Assistant Professor, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia
[3] Research Scientist, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia

Abstract

This article deals with the problem of increased noise levels from the equipment of small energy facilities that provide heat to residential and public buildings. One of the main sources of noise generation at the power facility are boilers. The main ways of distribution of noise from boilers are gas paths and a chimney. Particularly acute is the problem of noise exposure for boilers located in residential buildings, where the spread of noise from

[*]*Автор корреспондент: ZhuravlevYA@mpei.ru (Журавлев Е.А.)*

gas paths, including a chimney, occurs in residential apartments through walls and ceilings. The article lists the possible technical solutions to reduce noise in gas paths. A special design of the noise silencer is proposed. The results of full-scale bench tests of the acoustic efficiency of the developed noise muffler in comparison with the calculated values are presented. A numerical simulation of the medium flow in the noise silencer is carried out to determine the aerodynamic drag created by it. A feasibility study of the introduction of a noise silencer.

Key words: *noise, silencer, energy, boiler, boilers, gas tracts.*

Введение

Снижение шума на объектах энергетики является актуальной проблемой.

Малые объекты энергетики, такие как котельные и центральные тепловые пункты, в ряде случаев, располагаются внутри технических помещений жилых домов [1]. Штатная работа энергетического оборудования подобных объектов связана с генерацией шума, который может превышать допустимые нормы для жилых квартир и окружающего жилого района [2]. Одними из основных источников генерации шума на энергообъекте являются котлы. Процесс работы котла сопровождается генерацией шума в его топке, который может достигать высоких значений (120 дБ и более). К факторам, валяющим на образование шума в котле, можно отнести:

- работа вентилятора горелки [3];
- истечение газа из сопел горелки;
- горение газа;
- особенности конструкции горелки и топки котла.

Наибольшее влияние на образование шума оказывает процесс горения топлива, которое характеризуется размером пламени, турбулентностью, соотношением объёмов воздуха и газа [4]. Турбулентность является основной причиной возникновения шума при горении. Турбулентность – движение среды, которая случайным образом распределяется в пространстве с течением времени. Шум, генерируемый пламенем, возникает главным образом в диапазоне частот от 125 до 1000 Гц. Некоторое влияние на значение частоты, при которой вырабатывается максимум энергии, могут оказывать различные конструкции головки горелки и рабочие условия [4]. Генерируемый горением шум обусловлен быстрым объёмным расширением холодных реагирующих веществ по мере их сгорания и образованием горячих продуктов реакции. Уровни шума возрастают, когда частота колебаний горения совпадает с собственной частотой топки котла, а также когда фазы колебаний горения и давления совпадают. Например, если горение происходит в узкой топке, то создаётся свистящий звук, который не образуется в широкой. Если две топки имеют одинаковую длину и одинаковую частоту, то более сильное затухание наблюдается в топке с большим диаметром [4].

Шум от котла, в основном, распространяется по газовым трактам и дымовой трубе. Для снижения шума в газовых трактах котлов широко применяются глушители шума. По принципу действия глушители шума делятся на реактивные, активные, диссипативные (абсорбционные) и комбинированные [5].

Наибольшее распространение в мировой практике получили диссипативные глушители шума. Принцип работы такого глушителя заключается в частичном преобразовании энергии звука в тепловую энергию [6]. Глушитель данного типа, как правило, состоит из одного или из нескольких звукопоглощающих элементов, каждый из которых имеет внешнюю оболочку из тонкостенного металла с участком перфорированной поверхности. Внутреннее пространство элемента наполнено звукопоглощающим материалом (ЗПМ), помещённым в оболочку из звукопроницаемого материала, который защищает ЗПМ от выдувания потоком газовой среды из пространства звукопоглощающего элемента.

1. Глушитель шума конструкции НИУ «МЭИ» для прямолинейных участков газовых трактов котлов

В котельных, в большинстве случаев, технологическое оборудование располагается в стеснённых условиях и отсутствует возможность размещения дополнительного оборудования. Для снижения шума в газовых трактах котлов традиционно применяются пластинчатые диссипативные глушители шума, эффективность которых при определенном проходном сечении тракта зависит от длины пластин. Как правило, для обеспечения требуемого снижения уровней шума с помощью таких глушителей необходимы протяженные прямолинейные участки газовых трактов.

При проведении авторами работ по снижению шума на одной из подвальных котельных, расположенной в жилом доме, в результате обследования было установлено, что газовые тракты котлов практически не имеют прямолинейных участков и установка типовых пластинчатых, трубчатых или кулисных глушителей шума не обеспечит требуемого снижения шума. В связи с этим, для обеспечения требуемого снижения шума авторами на основе многолетнего опыта проектирования и внедрения конструкций по шумоглушению был разработан глушитель шума специальной конструкции.

Глушитель шума газового тракта конструкции НИУ «МЭИ» представляет собой вытянутый параллелепипед (корпус) с входным раструбом и выходным раструбом, внутри корпуса по двум сторонам располагается звукопоглощающая облицовка (рис.1).

Глушитель шума был разработан для установки в объединённый газовый тракт диаметром 500 мм после двух котлов с суммарной теплопроизводительностью 2000 кВт.

Эффект поглощения звуковых волн в глушителе происходит в ЗПМ звукопоглощающей облицовке. Эффект отражения происходит из-за наличия внезапных изменений проходного сечения глушителя, где звуковые волны многократно отражаются и рассеиваются [7].

Разработанный глушитель шума при малой длине, компактности и высокой акустической эффективности (в сравнении с пластинчатым глушителем аналогичной длины и аэродинамическим сопротивлением) по способу снижения шума является комбинированным глушителем, сочетающий в себе качества, как диссипативного (поглощение звука), так и реактивного (отражение звука) глушителя.

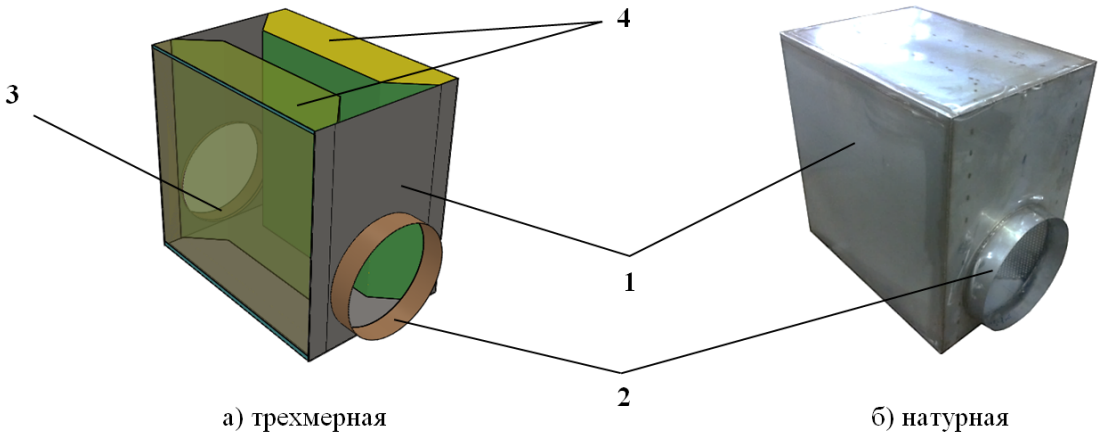


Рис. 1. Глушитель шума конструкции НИУ «МЭИ»:
1 – корпус; 2 – раструб входной; 3 – раструб выходной; 4 – облицовка звукопоглощающая

Внутренние поверхности звукопоглощающей облицовки перфорированы и наполнены ЗПМ. Для исключения выдувания ЗМП перфорированные листы покрыты звукопроницаемым волокном. Корпус, входной и выходной раструбы, перфорированные

листы облицовки выполнены из нержавеющей стали. В качестве ЗПМ используется минеральная вата с огнестойкими и негигроскопичными свойствами. В качестве звукопроницаемого волокна применяется стеклоткань.

Масса глушителя шума составляет 90 кг. Габаритные размеры 700x1000x1000 (ШхДхВ).

Рабочей средой глушителя шума может являться как уходящие газы котлов, так и воздух систем вентиляции и кондиционирования.

Монтаж глушителя шума осуществляется путём вырезки прямолинейного участка существующего тракта по размеру глушителя шума и дальнейшего соединения образовавшихся свободных концов с глушителем при помощи сварки или хомутов. Для восприятия весовой нагрузки глушителя шума применяются дополнительные опорные конструкции.

2. Расчётная акустическая эффективность глушителя шума

С целью получения расчётных значений акустической эффективности глушителя была предложена модель, описывающая происходящие процессы затухания звука. В рамках модели глушитель шума – это камера с переменным поперечным сечением, у которой с двух противоположных сторон нанесена звукопоглощающая облицовка (рис.2).

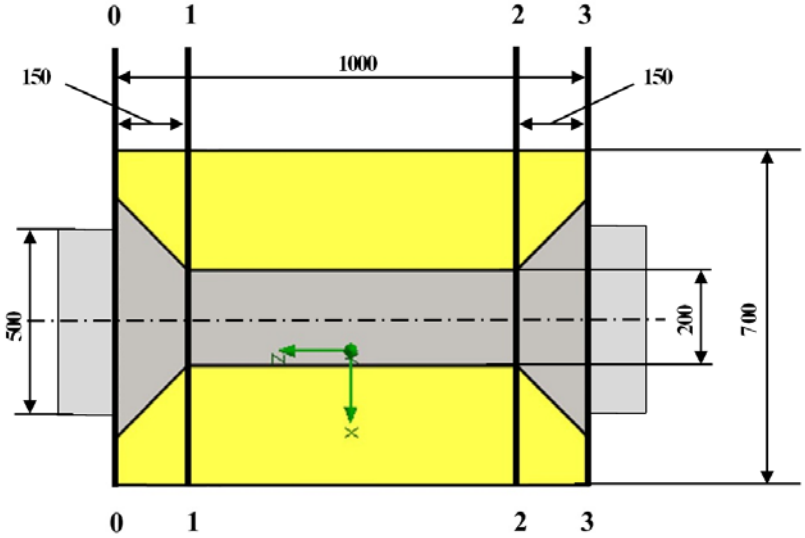


Рис. 2. Горизонтальный разрез глушителя шума

Из предложенной модели следует, что глушитель снижает шум вследствие отражения и поглощения звуковых волн.

Отражение звука происходит в полостях глушителя шума с резким изменением проходного сечения. Полости располагаются между сечениями 0-0 и 1-1, и, соответственно, между сечениями 2-2 и 3-3 (рис.2). Характер частотной кривой заглушения из-за отражения – ломаный с пиками и провалами [7].

Поглощение звука происходит в ЗПМ по всей длине глушителя шума, а именно, между сечениями 0-0 и 3-3 (рис.2). Эффективность поглощения энергии звука зависит от свойств ЗПМ. Характер частотной кривой заглушения из-за поглощения – плавный [7].

Суммарное затухание звука в глушителе шума, дБ:

$$\Delta L = \Delta L_{отр} + \Delta L_{пог} \quad (1)$$

где $\Delta L_{отр}$ – затухание звука за счёт отражения звуковых волн, дБ; $\Delta L_{пог}$ – затухание звука за счёт поглощения звуковых волн, дБ.

Для определения затухания звука в глушителе шума за счёт отражения можно использовать формулу [7]:

$$\Delta L_{отр} = 10 \cdot \lg\left[1 + \left(\frac{1}{4}\right) \cdot \left(m - \frac{1}{m}\right)^2 \cdot \sin^2(k \cdot l_k)\right] \quad (2)$$

где m – степень расширения; k – волновое число, м$^{-1}$; l_k – длина участка переменного сечения глушителя шума, м.

$$m = \frac{S_г}{S_p} \quad (3)$$

где $S_г$ – площадь поперечного сечения глушителя шума, м^2; $S_{тр}$ – площадь поперечного сечения входного/выходного раструба, м^2.

Площадь поперечного сечения глушителя шума определяется, м^2:

$$S_г = b \cdot h \quad (4)$$

где b – ширина глушителя шума, м; h – высота глушителя шума, м.

Площадь поперечного сечения входного/выходного раструба определяется, м^2:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_0^{\,2}}{4} \quad (5)$$

где d_0 – диаметр входного/выходного раструба глушителя шума, м.

Волновое число определяется, м$^{-1}$:

$$k = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{c} \quad (6)$$

где f – частота, Гц, c – скорость звука в воздухе, м/с.

Затухание звука в глушителе шума за счёт поглощения может быть определено по формуле [7]:

$$\Delta L_{пог} = \frac{2.2 \cdot \alpha'}{z} \quad (7)$$

где α' – действительный коэффициент поглощения; z – наименьшее расстояние между стенками звукопоглощающей облицовки, м.

Действительные коэффициенты поглощения определяются по свойству звукопоглощающего материала.

В табл. 1 представлена теоретическая акустическая эффективность глушителя шума, определенная по (1).

Таблица 1

Расчётная акустическая эффективность глушителя конструкции НИУ «МЭИ»

Наименование	**Среднегеометрическая частота, Гц**								
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Поглощение звука, дБ	6,9	7,5	8,6	10,8	11,0	10,4	9,2	8,4	6,6
Отражение звука, дБ	0,1	0,5	1,7	5,0	10,2	8,4	11,2	3,0	7,8
Суммарное затухание звука, дБ	7,0	8,0	10,3	15,8	21,2	18,8	20,4	11,4	14,4

3. Натурные испытания акустической эффективности глушителя шума

Для подтверждения расчётной акустической эффективности глушителя шума конструкции НИУ «МЭИ» были проведены акустические испытания на экспериментальном стенде с физической моделью глушителя в статике (без движущейся среды внутри воздуховодов) [8, 9, 10].

На рис.3 изображена схема экспериментального стенда с разработанным глушителем шума и замещающим его прямолинейным участком воздуховода. Экспериментальный стенд состоял из источника шума, воздуховодов, концевых звукопоглощающих устройств (КЗПУ), опорных конструкций воздуховодов и анализатора спектра шума. Источник шума создавал «белый шум», то есть стационарный шум, спектральные составляющие которого были равномерно распределены в диапазоне частот 20−20000 Гц. Для повышения точности измерений была выполнена звукоизоляция воздуховодов путём нанесения на их наружную поверхность звукоизоляционных матов, состоящих из ЗПМ на основе базальтового волокна [11].

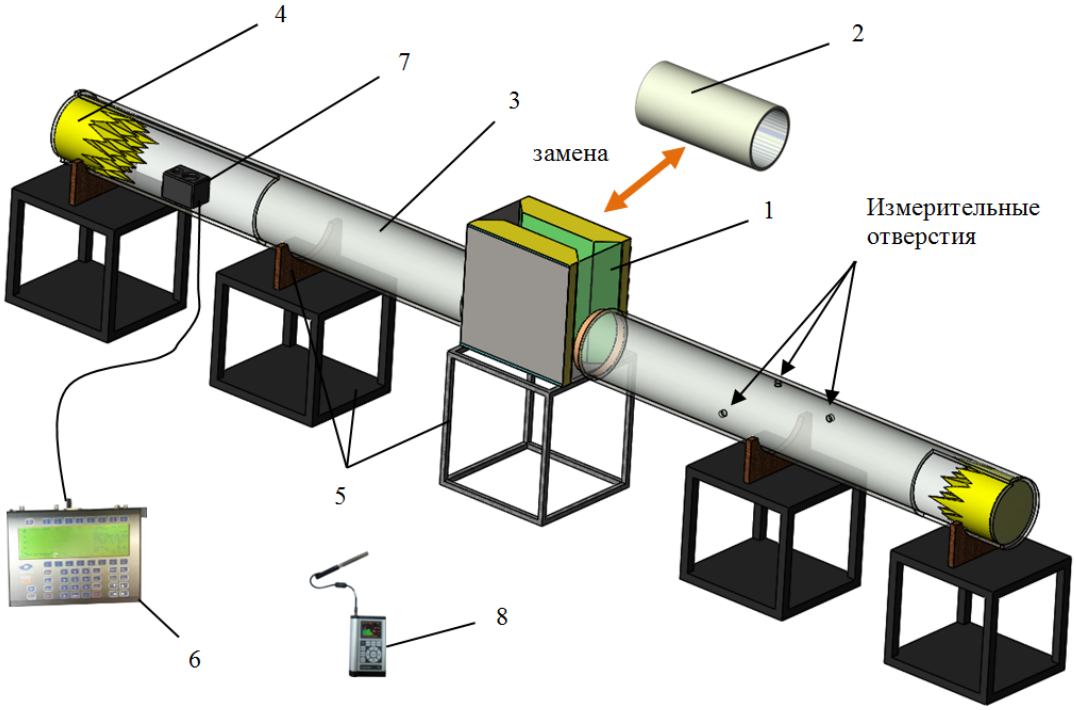


Рис. 3. Схема экспериментального стенда:
1 – глушитель шума; 2 – замещающей прямолинейный участок; 3 – воздуховоды; 4 – КЗПУ; 5 – опорные конструкции стенда; 6 – генератор шума; 7 – источник шума; 8 – анализатор спектра шума

Испытания на экспериментальном стенде проводились в два этапа:

- при установленном глушителе шума;
- при установленном прямолинейном участке воздуховода, который замещал глушитель шума.

Стенд располагался в помещении, изолированном от внешних источников шума, с целью повышения достоверности результатов измерений.

Измерения уровней звукового давления (УЗД) и уровней звука (УЗ) осуществлялись в трёх контрольных точках пятикратно в сечении воздуховода экспериментального стенда через специальные отверстия (рис.4).

Рис. 4. Проведение испытаний физической модели глушителя шума

Акустическая эффективность глушителя шума определялась, дБ:

$$\Delta L = \overline{L}' - \overline{L}'' \qquad (8)$$

где $\overline{L}'$ – средний УЗД без глушителя шума, дБ; $\overline{L}''$ – средний УЗД с глушителем шума, дБ.

На рис.5. показано сравнение акустической эффективности глушителя шума конструкции НИУ «МЭИ», полученной в ходе эксперимента, с расчётными значениями (табл.1).

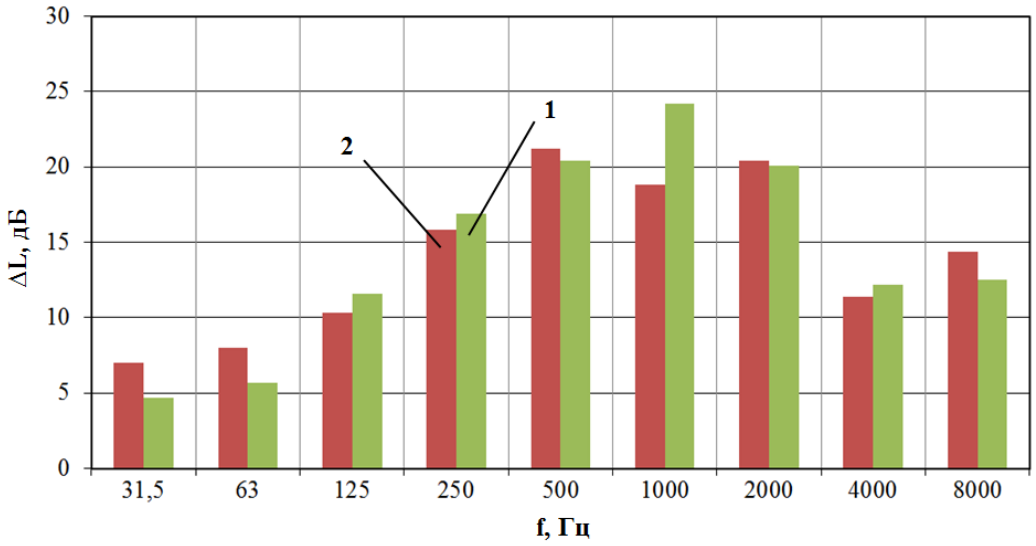


Рис. 5. Сравнение расчётных и экспериментальных значений акустической эффективности глушителя шума:
1 – экспериментальные значения; 2 – расчётные значения

Прослеживается хорошая сходимость экспериментальных и расчётных результатов, что говорит о правильности предложенной расчётной модели затухания звука. Из рис.5 также видно, что наибольшая акустическая эффективность разработанного глушителя шума находится в диапазоне октавных полос со среднегеометрическими частотами 250-2000 Гц. Акустическая эффективность глушителя шума по УЗ составила 13 дБА.

После подтверждения заявленной акустической эффективности разработанный глушитель был внедрён на участке газовых трактов котлов в подвальной котельной жилого дома (рис.6) и это позволило снизить уровни шума в жилых квартирах ниже

допустимых значений для ночного времени суток [2]. Соблюдение допустимых норм по фактору шума зафиксировано в заключение соответствующего государственного учреждения.

Рис. 6. Установленный глушитель шума

4. Численное моделирование потока среды в глушителе шума

Установка глушителя шума связана с внесением дополнительного аэродинамического сопротивления. Допустимое значение потерь давления в газовом тракте за котлом зависит от мощности горелки, установленной на котле. Чрезмерное увеличение аэродинамического сопротивления за котлом может стать причиной снижения его теплопроизводительности. Поэтому глушитель шума должен не только обеспечивать требуемую акустическую эффективность, но и создавать минимальное аэродинамическое сопротивление.

Для улучшения аэродинамики проточной части глушителя шума были предусмотрены обтекаемые элементы облицовки и обеспечено соответствие проходного сечения газовому тракту до глушителя.

Как было уже представлено, рассматриваемый глушитель шума предназначался для установки в объединённый газовый тракт двух котлов суммарной теплопроизводительностью 2000 кВт, поэтому за исходные данные для определения внесенного аэродинамического сопротивления глушителем принимался общий массовый расход уходящих газов – 3120 кг/ч с температурой 160 °С. Расчёты проводились аналитически по методикам [12] и с помощью численного моделирования в системе автоматизированного проектирования и прикладных инженерных программ.

По результатам численного моделирования видно (рис.7), что основной поток среды сосредоточен в нижней части глушителя и ориентирован по оси раструбов. Ядро этого потока имеет скорость около 9 м/с, что негативно влияет на аэродинамику, повышая аэродинамическое сопротивление. В верхней части глушителя шума наблюдается застойная зона с относительно малыми скоростями (0-3 м/с). По результатам численного моделирования значение аэродинамического сопротивления составило 23 Па. Также был проведен расчёт по методикам [12], который показал значение в 14 Па. Расхождение полученных результатов объясняется неравномерным распределением потока среды в поперечном сечении глушителя шума, которое не учитывалось в методиках [12].

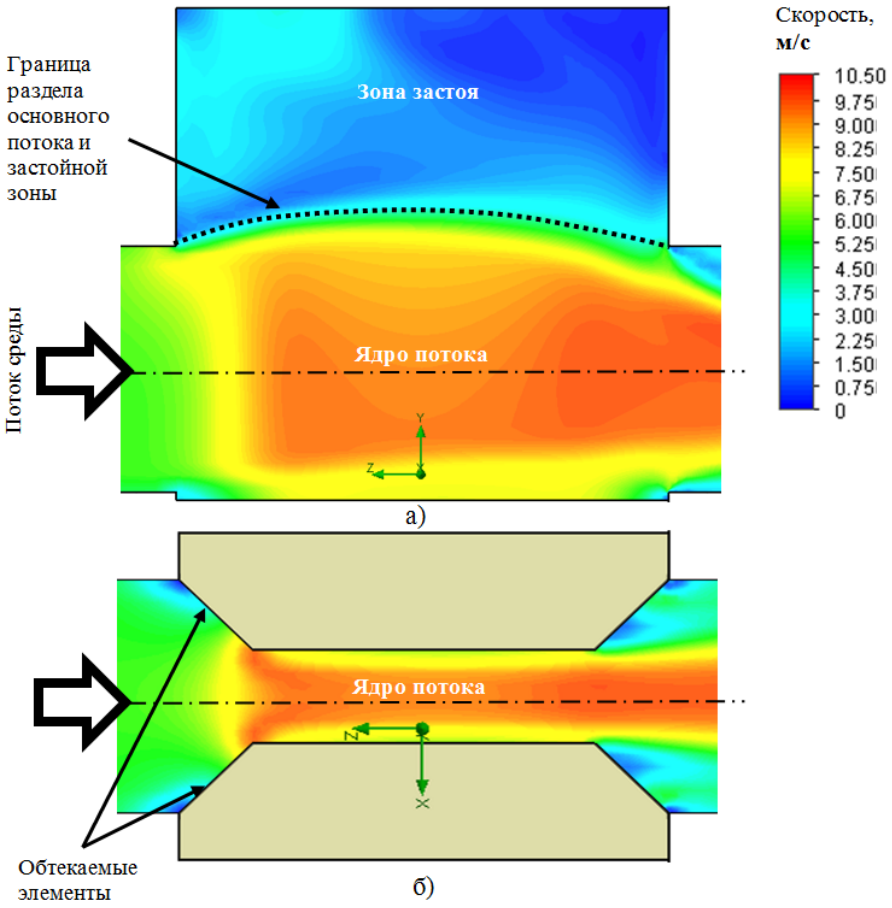


Рис. 7. Поля скоростей потока среды в модели глушителя шума:
а – вертикальный разрез по оси раструбов; б – горизонтальный разрез по оси раструбов

Полученное расчётное значение внесенного аэродинамического сопротивления глушителем шума в 23 Па является незначительным (например, для водогрейного жаротрубно-дымогарного котла ЗИОСАБ «1000» номинальной теплопроизводительностью 1000 кВт доля внесенных аэродинамических потерь глушителем составит менее 6%) и не может стать причиной снижения теплопроизводительности котла.

5. Технико-экономическое обоснование применения разработанного глушителя шума

Для решения проблемы повышенных уровней шума от газовых трактов котлов существует три возможных направления:

- наладка существующего энергетического оборудования до режима с пониженным шумообразованием;
- замена существующего энергетического оборудования на аналогичное с пониженным шумообразованием (замена горелок, котлов, дымовых труб, газовых трактов);
- внедрение мероприятий по снижению шума на существующем оборудовании (применение глушителей шума, звукозащитных кожухов, вибро- и звукоизоляционных покрытий и др.) [5].

Наименее капиталоёмким и очевидным мероприятием по снижению шума является наладка оборудования. Однако, при наладке, например, горелок с целью достижения режима их работы с меньшей генерацией шума, может произойти снижение

КПД котла, увеличение вредных газообразных выбросов, а также снижение теплопроизводительности. Также следует учесть тот факт, что из-за постоянного изменения теплопотребления, которое связано с колебаниями температуры наружного воздуха, появится необходимость в постоянной корректировке режима работы горелки. Таким образом, длительную эксплуатацию горелки в таком режиме работы поддерживать довольно проблематично.

Опыт производства работ по шумоглушению в котельных, в том числе, с внедрением глушителей шума показывает, что меры по шумоглушению по капиталовложениям в разы ниже в сравнении с расходами на замену энергетического оборудования (рис.8).

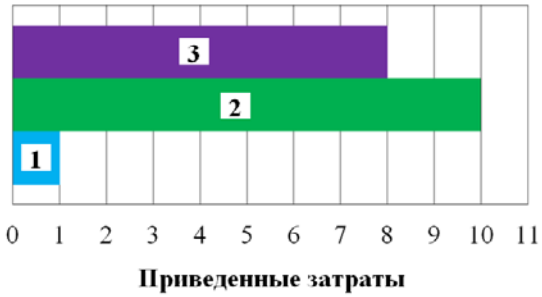


Рис. 8. Сравнение приведенных затрат на мероприятия по снижению шума от газовых трактов, отнесенных к стоимости изготовления и монтажа разработанного глушителя шума:
1 – установка разработанного глушителя шума; 2 – замена котла и горелки;
3 – замена газовых трактов и дымовой трубы

Последним возможным и наиболее капиталоёмким мероприятием является замена энергетического оборудования на менее шумное аналогичной теплопроизводительности. Указанное мероприятие применяется при условии отсутствия положительного эффекта от всех вышеперечисленных способов и не гарантирует снижение шума до требуемых значений.

Таким образом, применение глушителя шума является наиболее целесообразным и экономически обоснованным решением по снижению шума в газовых трактах котлов.

Заключение

На энергетических объектах функционирующие газовые тракты и дымовая труба являются основными путями распространения шума от котлов.

Предложен высокоэффективный глушитель шума конструкции НИУ «МЭИ», применение которого актуально в условиях стеснённого расположения оборудования на объекте энергетики при отсутствии протяжённых прямолинейных участков газовых трактов.

Разработанный глушитель шума предусмотрен для использования как в газовоздушных трактах котлов, так и в воздуховодах систем вентиляции и кондиционирования.

По результатам испытаний на экспериментальном стенде акустическая эффективность глушителя шума конструкции НИУ «МЭИ» составила 5-24 дБ во всем спектре нормируемых октавных полос или по уровню звука 13 дБА, что имеет хорошую сходимость с результатами, полученными по расчётной модели затухания звука в глушителе шума. Наибольшее снижение шума зафиксировано в диапазоне октавных полос со среднегеометрическими частотами 250-2000 Гц.

Результаты численного моделирования показали, что аэродинамическое сопротивление глушителя шума конструкции НИУ «МЭИ» не превышает 23 Па и не может стать причиной снижения теплопроизводительности котлов.

Показано, что применение разработанного глушителя шума является наиболее целесообразным и экономически обоснованным решением по снижению шума в газовых трактах котлов.

Список литературы

1. Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А., Журавлев Е.А., Дрозд А.С. / Снижение шума и вибрации от оборудования котельной в жилом доме // Журнал Новое в российской электроэнергетике 10"2016. Изд-во ООО «Информационное агентство «Энерго-пресс» – С. 33-42.

2. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. – М.: Минздрав России, 1996. – 8 с.

3. Карпов Ю.В., Дворянцева Л.А. Снижение шума газовых горелок: Обзор, инф. Сер. Техника безопасности. – М.: НИИТЭХИМ, 1987. – 17 с.

4. Краснов В.И. Разработка методов снижения шума от газовых трактов при модернизации водогрейных котлов типа ПТВМ на окружающий район: Дис ... д-ра техн. наук: 05.14.01. – Москва, 2005. – 139 с.

5. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под общ. ред. Е.Я. Юдина – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.

6. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник/ Н.И. Иванов. – М.: Университетская книга, 2016, – 424 с.

7. Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчёт и проектирование глушителей шума энергоустановок. - Л.: Энергия, 1980. – 120 с.

8. ГОСТ 28100-89. Глушители шума. Методы определения акустических характеристик.

9. ГОСТ 23941-2002. Шум машин. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования.

10. ГОСТ 17187-2010. Шумомеры. Часть 1. Технические требования.

11. Щелоков Ю.А. / Расчёт изоляции воздушного шума (звукоизоляции) однослойных плит // Журнал Noise theory and practice, 2015. Изд-во Общество с ограниченной ответственностью «Институт акустических конструкций» (Санкт-Петербург) - С. 70-76.

12. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.; Машиностроение, 1992. – 672 с.

УДК 534.8.081.7
OECD 1.03 AA

Экспериментальное исследование акустических характеристик образцов, полученных методами 3D-печати

Рекадзе П.Д.[1*], Сафин А.И.[2], Романчев А.Ю.[3], Родионов Л.В.[4]
[1]Аспирант, Самарского университета, г. Самара, Россия
[2]Инженер, Самарского университета, г. Самара, Россия
[3]Студент, Самарского университета, г. Самара, Россия
[4]Доцент, Самарского университета, г. Самара, Россия

Аннотация

Пористые материалы (ПМ) нашли широкое применение с момента развития порошковой металлургии. Основные области применения ПМ: фильтрация, уплотнение узлов, охлаждение, вибро- и шумоподавление, в частности, ПМ нашли применение для шумоглушения выхлопа технологического оборудования. Образцы ПМ получают спеканием, прессованием, химическим способом, при этом структуру сложно воспроизвести повторно с высокой степенью точности. Отклонение от заданной структуры приводит к отклонению свойств до 30%, в том числе и акустических. Такой метод 3D-печати, как селективное лазерное плавление (SLM), позволяет получить образцы с невысоким отклонением структуры (до 13%) в широком диапазоне пористости П=0,3-0,7. Увеличения коэффициента звукопоглощения и расширения частотного диапазона возможно достичь за счет нахождения наиболее эффективной пористости и коэффициента извилистости пор. Высокий коэффициент нормального звукопоглощения и высокая технологичность изготовления обуславливают актуальность использования образцов, полученных методами 3D-печати, в конструкциях шумоглушения.

Ключевые слова: пористый материал; структура; звукопоглощение; шумоглушение; аддитивные технологии.

Experimental study of the acoustic characteristics of samples obtained by 3D printing methods

Rekadze P.D.[1], Safin A.I.[2], Romanchev A.Yu.[3], Rodionov L.V.[4]*
[1] PG student, Samara University, Samara, Russia
[2] Engineer, Samara University, Samara, Russia
[3]Student, Samara University, Samara, Russia
[4]Associate professor, Samara University, Samara, Russia

Abstract

Porous materials (PM) are widely used since the powder metallurgy development. The main areas of PM application: filtering, nodes sealing, cooling, vibration and noise reduction, in particular, PM have been used for noise decreasing of production equipment. PM samples are often produced by sintering, pressing and chemically, therefore the structure is difficult to reproduce again with a high degree of accuracy. Deviation from a structure leads to a deviation of material properties up to 30%. Such 3D printing method as selective laser melting (SLM) allows obtaining samples with a low structure deviation (up to 13%) in a wide porosity range P = 0.3-0.7. The increase in sound absorption coefficient and expansion of the frequency range can be achieved by finding the most effective porosity and coefficient of pores tortuosity. The high coefficient of normal sound absorption and high manufacturability determine the relevance of the use of samples obtained by 3D printing methods for noise reduction.

Key words: *porous material; structure; sound absorption; noise reduction; additive technology.*

[*]*Автор корреспондент: rekadze1993@gmail.com (Рекадзе П.Д.)*

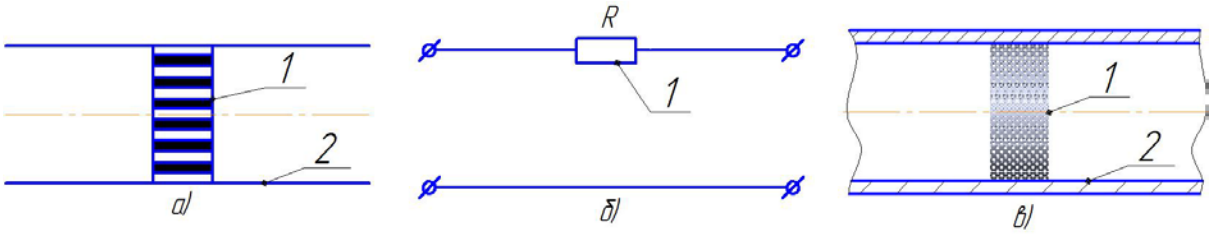
Введение

Проблема поиска новых решений снижения шума актуализируется ввиду повышения энергоемкости и быстродействия пневматических устройств [1] и ужесточения норм по шуму [2,3,4]. Из многочисленных научных работ и стандартов известны следующие основные пути снижения шума в пневмо- и энергоустановках [1,5,6,7,8]:

- Снижение динамической активности источника;
- Звукоизоляция источника колебаний и шума;
- Борьба с шумом на пути его распространения (корректирующие устройства и глушители шума);

Наибольшее развитие получили методы борьбы с шумом на пути его распространения. К таким методам относится, в первую очередь, применение шумоглушителей в газовоздушных трактах, сообщающихся с окружающей атмосферой, поскольку через эти тракты возмущения среды в рабочем объеме установки могут беспрепятственно выходить наружу, создавая наибольшие уровни звукового давления. Глушители на металлической основе имеют меньшую потерю эффективности в период эксплуатации [1].

Методы снижения колебаний посредством глушителей представлены в работах [8-10]. Исследуемые образцы пористого плавленого материала (ППМ) условно можно представить через пассивный четырехполюсник активного сопротивления R (Рис. 1).



1– пористый поглотитель ППМ, 2 – трубопровод

Рис. 1. Принципиальная схема (а), электрическая схема активного сопротивления (б) и его практическая реализация в виде звукопоглотителя ППМ (в)

ПМ нашли широкое применение с момента развития порошковой металлургии [11]. Основные области применения ПМ [1,12,13,14,15,16,17,18,19,20]: фильтрация, смешение сред, уплотнение узлов, транспирационное охлаждение, антифрикционные и облегченные изделия, вибро- и шумоподавление.

В области шумоподавления ПМ активно применяются в пневмоглушителях активного и комбинированного типов [1,5,7]. Структурные, гидравлические, теплофизические, механические и акустические свойства пористых материалов на металлической основе, изготовленных традиционно (спеканием, прессованием, химическим способом), имеют сильную зависимость от процесса технологической наследственности, а особенно от наследственной составляющей погрешности [21,22,23]. Значительного снижения наследственной составляющей погрешности можно достичь снижением количества технологических операций [21].

Среди технологий на предмет минимального количества операций можно выделить технологии 3D-печати, в частности, технологию SLM [24-28], уже зарекомендовавшую себя при производстве элементов гидропривода [29].

3D-печать схожа с методами порошковой металлургии. Изготовление деталей спеканием характеризуется этапами [30,31]:

- получение исходного порошка, рафинирующий отжиг и диспергирование порошка, смешивание с другими порошками;

- формование порошка в пористую заготовку, сушка формовок, дополнительная механическая или температурная обработка;
- подготовка к спеканию: выбор оснастки, печи и режима спекания;
- спекание;
- постобработка (механическая и/или физико-химическая) [32].

При этом погрешность спеченной детали формируется большинством этапов. Таким образом, особенностью 3D-печати является меньшая зависимость от процесса технологической наследственности.

Помимо методов порошковой металлургии к основным методам производства элементов для звукопоглощения из металлов можно отнести методы прессования и химические методы [33,34]. Перечисленные методы сильнозависимы от процесса технологической наследственности, поскольку имеют значительное число операций. Исключение составляет технология изготовления материала металлорезина (МР), количество технологических операций которой меньше вдвое, чем для технологии получения спеченных металлических волокон [14,33]. При этом величина неоднородности структуры при изготовлении образов из МР не превышает 10-15%, т.е. разброс свойств (в т.ч. акустических) образцов из МР находится примерно в тех же пределах.

3D-печать отличается от традиционных методов изготовления ПМ наличием предварительной информации о заготовке в виде её 3D-модели. Преимущество 3D-печати для формирования акустических элементов:

- широкий спектр используемых материалов (металлические, пластиковые, композиционные);
- моделирование геометрии под выбранные задачи на этапе проектирования.

3D-печать опробована при изготовлении образцов-поглотителей в виде Гельмгольц-резонаторов с внутренними связями и лабиринтной структурой [35,36]. Разработанные образцы, в основу которых положена теория «лучшего поглотителя» [37], показывают значительно большее звукопоглощение (до двух раз) в сравнении со звукопоглотителем, применяемым в авиации.

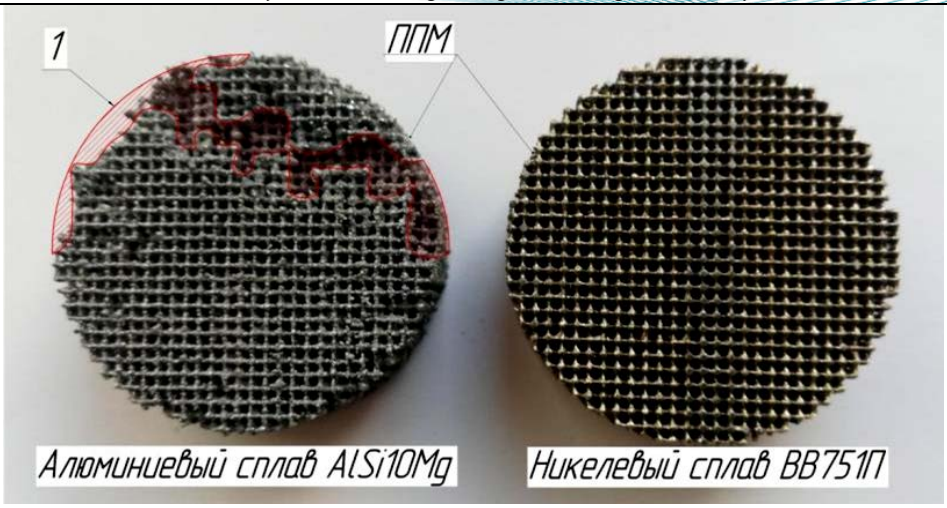
Формирование пористых металлических образцов, выступающих в роли поглотителя глушителей активного типа, возможно посредством 3D-печати. В основу этого процесса встает формирование модели с решетчатой структурой. При этом минимальные размеры ячеек решетки полностью зависят от метода, на котором работает 3D-машина (SLM, SLS, FDM и т.д.) [25]. Представляет интерес исследование звукопоглощения образцов из алюминия и стали.

Девять образцов ППМ с пористостью и формой ячейки получены SLM-методом. Изготовленные образцы ППМ (h=15 мм) исследовались с толщинами 15-45 мм.

В работе исследуются и анализируются акустические характеристики образцов ППМ и их аналогов, также определяется наилучшая структура ППМ, её параметры и перспективы использования 3D-печати для изготовления элементов конструкций шумоглушения.

1. Производство образцов ППМ

Решетчатые структуры, выбранные для изготовления, проектировались в специализированной программе. Пористость моделей (П) варьировалась в диапазоне (0,3-0,7), диаметр D=34,5 мм, высота 15-45 мм. Первая партия образцов (№1-9) (таблица 1) выращена из алюминиевого сплава AlSi10Mg (Al), образцы №1-3 отсеяны по причине низкой сплавляемости и изготовлены из более прочного никелевого сплава ВВ751П (Ni) (Рис. 2).



1 - область дефекта

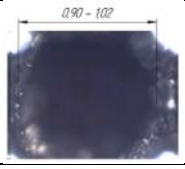
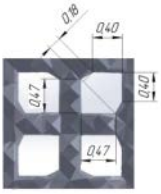
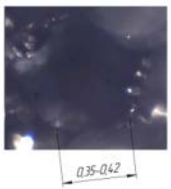
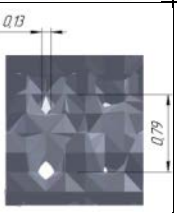
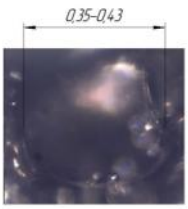
Рис. 2. Пример образцов ППМ с дефектной и целой структурой

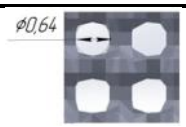
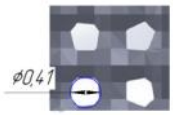
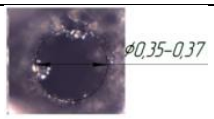
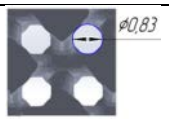
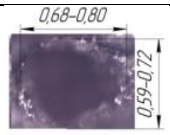
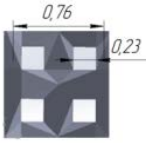
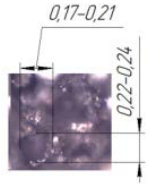
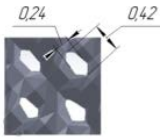
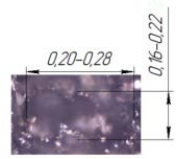
Для изготовления решетчатых структур образцов была использована установка SLM 280HL.

Анализ качества образцов ППМ из сплавов алюминия и никеля, полученных SLM-методом, проводился на основании данных ячейки модели (таблица 1).

Таблица 1

Сравнение качества моделей и образцов ППМ

	№ образца	Ячейка модели	Ячейка образца	Пористость	Сохранение структуры, %
		размеры в мм			
Никелевый сплав ВВ751П	1			0,70	100
	2			0,52	100
	3			0,51	95
AlSi10Mg	4			0,72	90

	5			0,62	85
Алюминиевый сплав	6			0,47	90
	7			0,48	90
	8			0,67	75
	9			0,36	100

У образцов №№7,9 до 70% пор со стороны подложки забито. Максимальное отклонение характерного размера ячейки (410-900 мкм) образца от модельного для алюминиевых и никелевых сплавов не превышает 13%. К примеру, для спеченных волоконных материалов отклонение характерного размера составляет порядка 20%, а минимальной неравномерностью прессования (а, значит, и минимальным отклонением от заданной структуры) характеризуется материал МР. Отклонение не превышает 10-15% [33]. Образец № 9 имеет особенность структуры в виде локальных зон сгущения плотности (Рис. 3).

Модель №9 Образец №9

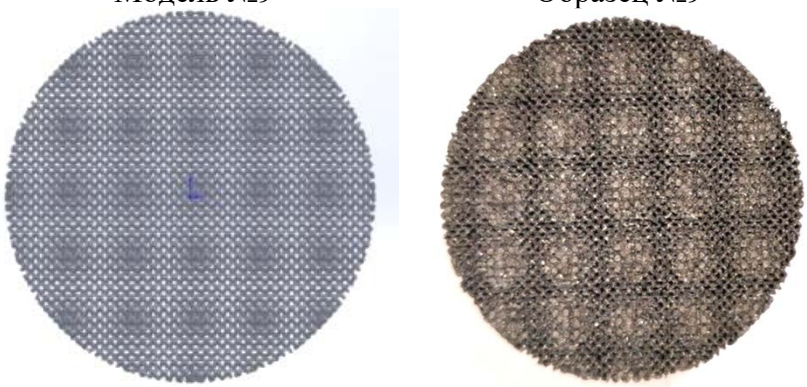


Рис. 3. Вид модели и образца №9

Следовательно, структуры с размером ячеек 300-500 мкм (для машины SLM 280) наиболее рациональны для изготовления образцов с отклонением размеров не более 13%. Снижения размера ячеек можно достичь использованием машин с иными принципами работы [25].

Образцы №№ 1-4,6-7,9 имеют структуру, совпадающую с модельной более чем на 90%.

Таким образом, SLM-метод позволяет изготавливать решетчатые структуры из легких и тяжелых сплавов. Отклонение размеров ячеек образцов не превышает 13%. Достигнутый диапазон пористости П=(0,3-0,7). Наилучшие результаты по шумоглушению имеют ПМ с пористостью П ≤ 0,75 [1].

2. Акустические характеристики образцов

Основным параметром, характеризующим акустические свойства материала, является [33,38] коэффициент звукопоглощения, представляющий собой соотношение поглощенной и падающей энергии:

$$\alpha = \frac{E_{\text{погл}}}{\text{E}_{\text{пад}}} \tag{1}$$

Для предварительной оценки звукопоглощающих свойств материалов и изделий допускается определять коэффициент звукопоглощения нормальный [39]. Коэффициент звукопоглощения при нормальном падении звуковой волны на пористый материал можно записать в виде [40]:

$$\alpha_{н} = \frac{4\overline{\text{X}}}{\left(1+\overline{\text{X}}\right)^2 \overline{Y}^2} \tag{2}$$

где $\overline{\text{X}}$ - активная составляющая акустического импеданса, $\overline{\text{Y}}$ - реактивная составляющая акустического импеданса (при нормальном падении звуковой волны на поверхность материала).

Согласно ISO 10534-2, для первоначального сравнения акустических характеристик используется импедансный метод. Образцы ППМ испытывались в импедансной трубе.

Для получения акустических характеристик образцов из алюминия используется установка, показанная на рисунке 4. Описание работы установки приведено в работе [41].

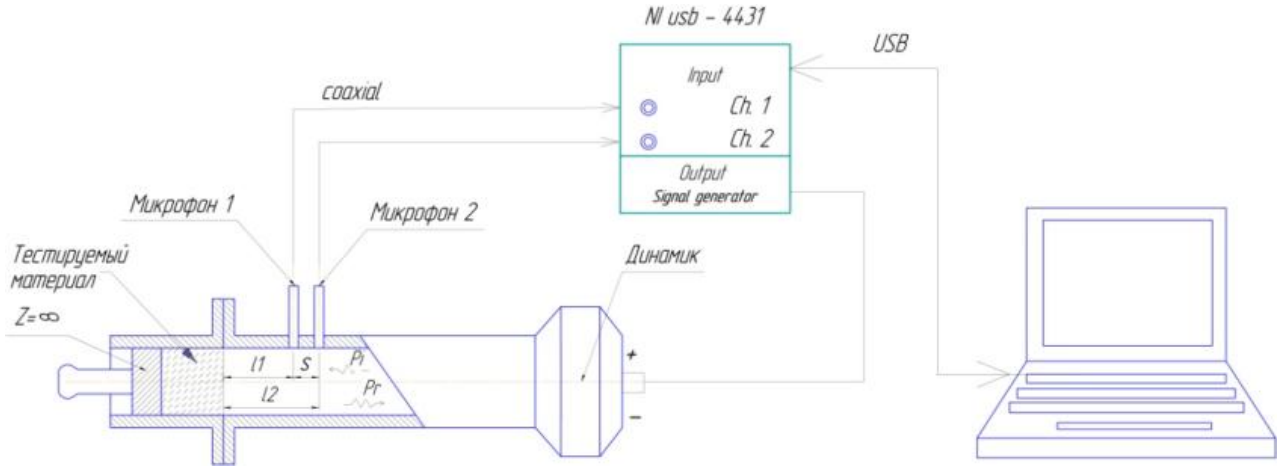
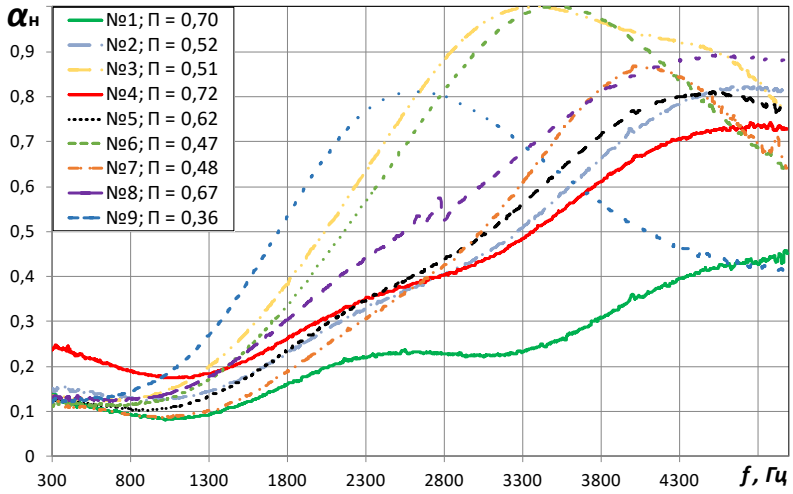


Рис. 4. Экспериментальная установка «Импедансная труба» для оценки акустических свойств материалов

Частотный диапазон импедансной трубы составляет 300-5000 Гц, это связано с условием плоскости волны [41]. Далее графики представлены в обозначенном частотном диапазоне.

Полученные данные нормального коэффициента звукопоглощения образцов из алюминиевого и никелевого сплава приведены на рис. 5.

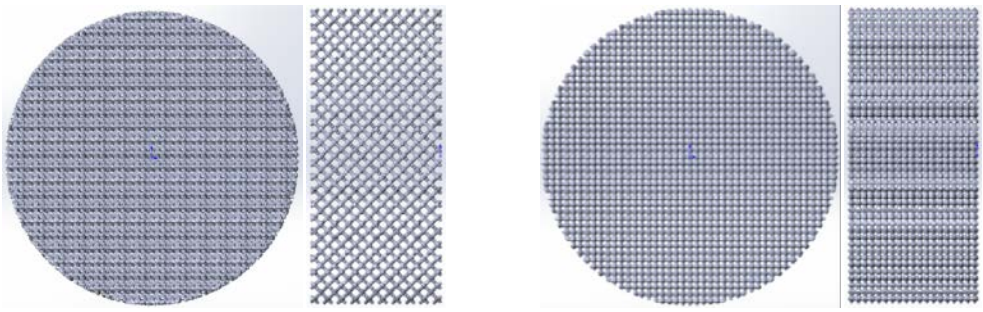


Материал: № 1-3 – ВВ751П, № 4-9 – AlSi10Mg

Рис. 5. Коэффициент звукопоглощения нормальный образцов ППМ из алюминия и стали (h=15 мм)

Образцы №№ 3,6 (Рис. 6) могут обеспечивать $\alpha_н$>0,5 в частотном диапазоне от ~1,9 кГц до 5 кГц при пористости П=0,51 и 0,47 соответственно. Было замечено, что образцы №№ 1,2,4-7,9 имеют коэффициент извилистости пор $a_{изв}$=1, № 8 имеет $a_{изв}$≈1, у № 3,9 $a_{изв}$>1. При П = (0,84-0,26) $a_{изв}$ ∈ (1,0-1,5), следовательно, для № 3 $a_{изв}$=1,2 [42].

Модель № 3 Модель № 6



$a_{изв}$=1,2
$d_я$=130 мкм
П=0,51

$a_{изв}$=1
$d_я$=410 мкм
П=0,47

Рис. 6. Фронтальный и боковой вид моделей №№3 и 6

При анализе действительной части акустического импеданса $\overline{X}$ выделен диапазон 400-1000 Гц, в котором образцы ППМ оказывают наибольшее активное сопротивление. В глушителях технологических машин меньшее сопротивление ПМ способствует меньшему перепаду давления на нем.

Полученные характеристики $\alpha_н(f)$ образцов ППМ сравнены с характеристиками аналогов из металлорезины (МР), пористого литого алюминия (ПЛА) и пористого волоконного материала (ПВМ) (Рис. 6).

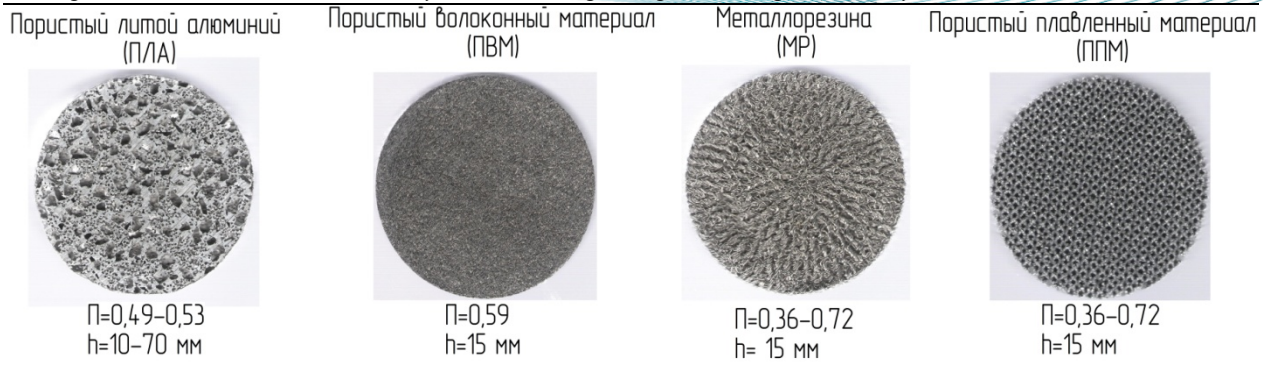
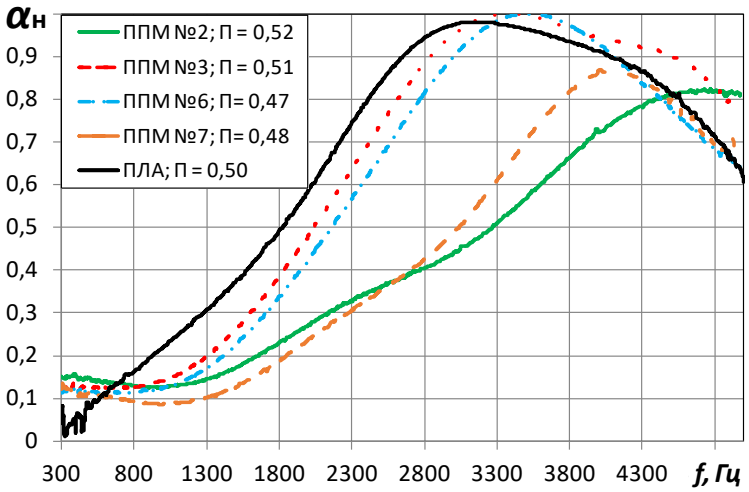


Рис. 6. Исследуемые образцы из ПЛА, ПВМ, МР и ППМ

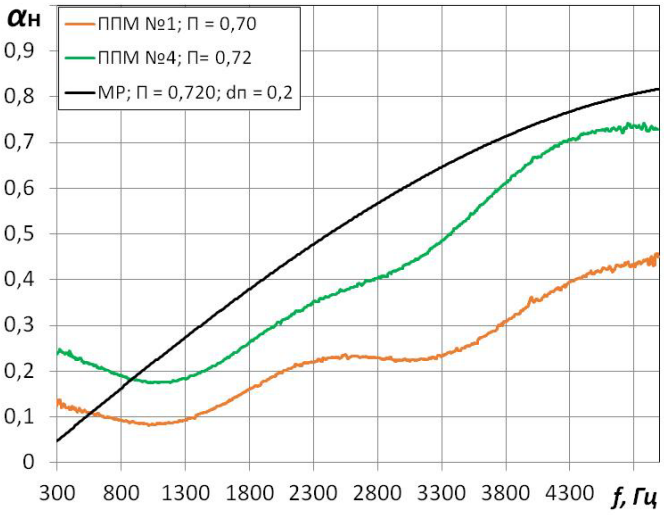
Сравнение образцов ППМ и ПЛА с близкой пористостью (П=0,5-0,7) приведено на рис. 7-9.



Материал: № 2,3 – ВВ751П, № 6,7 – AlSi10Mg

Рис. 7. Коэффициент звукопоглощения нормальный образцов ППМ и ПЛА (h=15 мм)

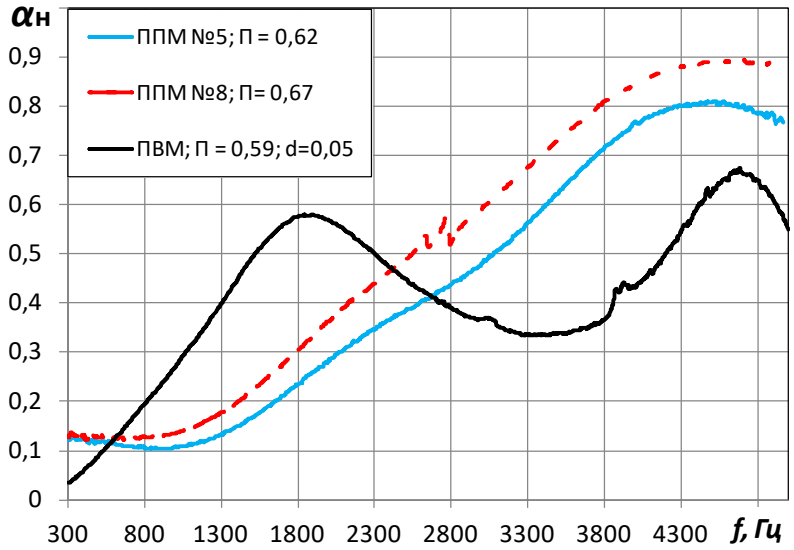
Кривые ППМ №№3,6 наиболее близки к ПЛА, на частотах от 3 кГц образцы ППМ превосходят ПЛА.



Материал: № 1 – ВВ751П, № 4 – AlSi10Mg

Рис. 8. Коэффициент звукопоглощения нормальный образцов ППМ и МР (h=15 мм)

Кривая ППМ №4 имеет лучшие значения, чем у МР до 1 кГц, на других частотах образец №4 имеет значения на 20-30% ниже образца МР.



Материал: № 5,8 – AlSi10Mg

Рис. 9. – Коэффициент звукопоглощения нормальный образцов ППМ и ПВМ (h=15 мм)

Образцы ППМ №№5,8 значительно превосходят образец ПВМ начиная с частоты 2,4 кГц по $\alpha_н$.

Согласно [39], звукопоглощающие материалы и изделия также характеризуют индексом звукопоглощения α_w. В иностранной литературе одночисловой показатель звукопоглощения рассчитывают по формуле Д.А. Бийса через коэффициент шумоподавления NRC [38]:

$$NRC = \frac{\alpha_{250} + \alpha_{500} + \alpha_{1000} + \alpha_{2000}}{4} \quad (3)$$

В таблице 2 приведены показатели звукопоглощения α_w и шумоподавления NRC.

Таблица 2

Показатели звукопоглощения и шумоподавления

	ГОСТ 23499-2009		**По Д.А. Бийсу**
№ образца	**α_w***	**Класс звукопоглощения**	**NRC***
1	0,55 (MH)	D	0,15
2	0,85 (LMH)	B	0,15
3	1,00 (LMH)	A	0,15
4	0,60 (LMH)	C	0,20
5	0,85 (LMH)	B	0,10
6	1,00 (LMH)	A	0,15
7	0,7 (LM)	C	0,20
8	1,00 (LMH)	A	0,10
9	1,00 (LMH)	A	0,15
*Вместо α_{250} принято α_{300}			

Согласно [39], к классу звукопоглощения А и В относятся образцы № 2,3,5,6,8,9. Наилучший NRC у образцов №№4,7. Как видно из таблицы 2, одночисловые показатели α_w и NRC не имеют строгой корреляции между собой, поэтому выбор того или иного коэффициента зависит от назначения акустического материала.

Представляет интерес сравнение звукопоглощения исследуемых образцов и их аналогов. На рисунках 10,11 приведен коэффициент шумоподавления для ППМ, ПЛА и МР в зависимости от пористости и толщины образцов.

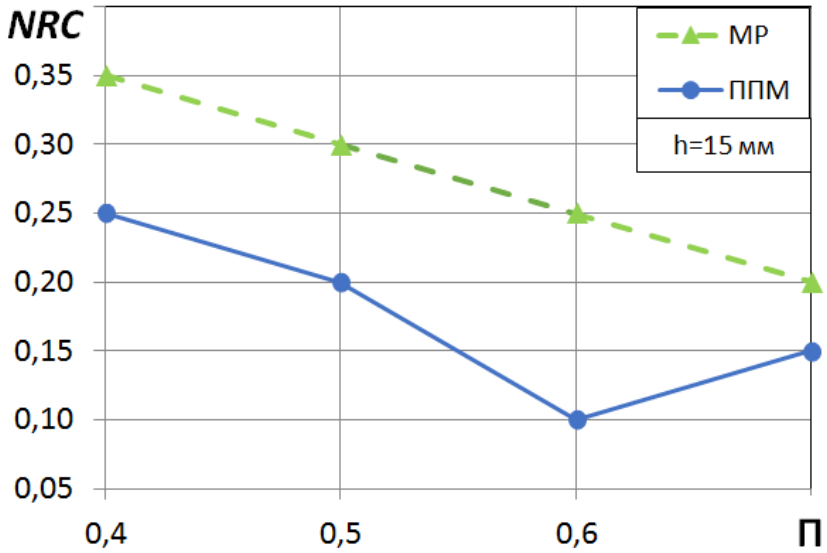


Рис. 10. Коэффициент шумоподавления образцов МР и ППМ при различной пористости (h=15 мм)

При выбранной толщине образцов (h=15 мм) NRC ППМ на 30% меньше МР.

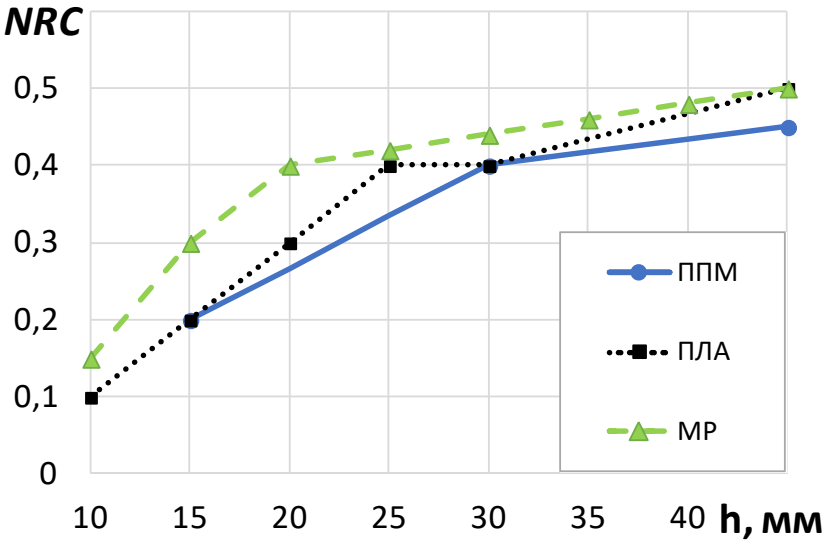


Рис. 11. Коэффициент шумоподавления образцов ППМ, ПЛА и МР при различной толщине (П=0,5)

При заданной пористости образцов (П=0,5) NRC ППМ находится на уровне с ПЛА и на 10% уступает МР.

Обсуждение результатов и заключение

Использование технологий 3D-печати для производства акустических элементов дает ряд преимуществ: по скорости изготовления SLM-метод превышает многие известные технологии, при этом SLM-метод характеризуется высокой степенью воспроизведения и качества модели и возможностью изготовления сложнопрофильных

деталей. К недостаткам относят высокую шероховатость синтезируемых поверхностей и необходимость материала поддержки в большинстве случаев [25].

На основе анализа качества полученных образцов следует выделить образцы №№1-4,6-7,9, качество которых отмечено как приемлемое с сохранением модельной структуры более 90%. У образцов из сплава ВВ751П (№№1-3) качество более 95%.

Исследование звукопоглощения даёт основания говорить о том, что наилучшими образцами из исследованных можно считать №№ 3,6, имеющие $\alpha_н$>0,5 в наибольшем диапазоне частот (1,9-5 кГц). Стоит отметить, что наиболее успешные глушители на основе металлокерамики обладают акустической эффективностью около 20 дБ в диапазоне 1-5 кГц и работают на давлении до 1 МПа [1].

Для образцов, полученных SLM-методом, важную роль в плане формирования акустических свойств, помимо размера ячеек и пористости, играет коэффициент извилистости пор $a_{изв}$.

К классу звукопоглощения А и В относятся образцы №№ 2,3,5,6,8,9. Наилучшие NRC у образцов №№4,7.

Выявлено, что повышение коэффициента извилистости пор $a_{изв}$ приводит к смещению частотного диапазона влево и повышению $\alpha_н$ до 1 (образцы № 3,6).

Сравнение традиционных ПМ с ППМ по критерию NRC показывает, что ППМ превосходит ПВМ, примерно равен с ПЛА и уступает МР на 10-30%.

Применение образцов, полученных SLM-методом, в конструкциях шумоглушения актуально ввиду высокой технологичности изготовления и коэффициента звукопоглощения.

Улучшение акустических свойств ППМ возможно по следующим направлениям:
- поиск эффективной пористости в диапазоне 0,30-0,55 при $a_{изв} \geqslant 1{,}2$.
- поиск оптимального коэффициента извилистости пор.

Благодарности

При проведении исследования использовано оборудование ЦКП САМ-технологий.

Список литературы

1. Иголкин А.А. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, С.П. Прохоров, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин - Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. – 314с.

2. ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности (с Изменением N 1).

3. Строительные норма и правила: СНиП 23-03-2003. Защита от шума. М.: Госстрой России, ФГУП ЦПП, 2004.

4. Конвенция о международной гражданской авиации. Приложение 16. Охрана окружающей среды. Том 1. Авиационный шум. ИКАО, 2014.

5. Иванов, Н. И. Основы виброакустики. [Текст]/ Н.И. Иванов, А.С. Никифоров - СПб: Политехник, 2000. – 428 с.

6. Белов Г.О., Крючков А.Н., Родионов Л.В. Снижение пульсаций подачи шестеренного насоса на основе математической модели гидродинамики запертого объема // Судостроение, 2011. № 2. – с. 36–38.

7. Снижение шума в зданиях и жилых районах / Под ред. Г.Л. Осипова и Е. Я., Юдина. М.: Стройиздат, 1987. – 558 с.

8. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. – с. 156.

9. Артюхов А.В., Багров Н.Н., Берестнев Г.И., Гимадиев А.Г., Головин А.Н., Лапчук Л.М., Смирнов Б.И., Синицын М.Н., Санчугов В.И., Шахматов Е.В. РТМ 1683-

84. Гасители колебаний жидкости для систем измерения давления. Руководящий технический материал авиационной техники // Научн. руководд. работы: д.т.н., профессор Шорин В.П., к.т.н. Соколов Б.Н. М.: НИИСУ, 1984г., с. 37.

10. Санчугов В.И. Исследование гасителей колебаний рабочей среды резонансного типа для гидравлических цепей двигателей летательных аппаратов [Текст]: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. к. т. н. – Куйбышев, 1979.

11. Кипарисов С.С., Либенсон Г. А. Порошковая металлургия. — Первое издание. — М.: Металлургия, 1972. – 528 с.

12. Sparks T., Chase G. Filters and Filtration. Handbook. Elsevier, 2013. – 444 p.

13. Белянин П.Н., Черненко Ж.С. Авиационные фильтры и очистители гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1964. – 294 с.

14. Белов С.В. Пористые проницаемые материалы: Справочник. Москва, Металлургия, 1987. – 338 с.

15. Xu G., Liu Y., Luo X., Ma J., Li H. Experimental investigation of transpirationcooling for sintered woven wire mesh structures. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, vol. 91. – pp. 898–907.

16. Bunker R.S. Gas turbine cooling. Moving from macro to micro cooling. Proceedings of the ASME Turbo Expo, 2013 – 3 p.

17. Ashby M.F., Evans A.G., Fleck N.A., Gibson L.J., Hutchinson J.W. and Wadley H.N.G. Metal Foams: A Design Guide. ButterworthHeinemann, 2000.

18. Гусаров А.П., Жариков А.В., Марков В.А., Овчинников А.Ф., Пусев В.И., Селиванов В.В., Сообщиков А.Н. Механические и амортизирующие свойства высокопористого ячеистого алюминия. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение, 2009, № 1 (74). – с. 58–66.

19. Schalldamper fur pneumatische Erinrichtungen. "Maschinenmarht", 1974. Bd. 80, №60.

20. Пономарев Ю.К., Разработка методологии исследования характеристик, математических моделей и принципов конструирования перспективных виброзащитных средств двигателей летательных аппаратов. Дис. д-ра техн. Наук, Самара, 1999.

21. Дальский А.М. Технологическая наследственность в машиностроительном производстве. Москва, Изд-во МАИ, 2000. – 354 с.

22. Третьяков А.Ф. Технологическая наследственность в процессе изготовления изделий из пористых сетчатых материалов с заданными свойствами. Сообщение 1. Влияние конструкции брикета сеток и относительного обжатия структурообразующих элементов на пористость листовых заготовок. Производство проката, 2013, № 5.– с. 32–42.

23. Третьяков А.Ф. Технологическая наследственность в процессе изготовления изделий из пористых сетчатых материалов с заданными свойствами. Сообщение 2. Закономерности влияния пластической деформации и консолидации проволок сеток на технологические и теплофизические свойства пористых сетчатых материалов. Производство проката, 2013, № 6. – с. 29–34.

24. Gibson I., Rosen D., Stucker B. Additive Manufacturing Technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing. // 2nd ed. Springer; 2015. – 498 p.

25. Шишковский И. В. Основы аддитивных технологий высокого разрешения. – СПб. Изд-во Питер, 2015. – 348 с.

26. Thompson M.K. Design for additive manufacturing: trends, opportunities, considerations, and constraints. // CIRP Annals -Manufacturing Technology, 65 (2). 2016. – pp. 737-760.

27. Popovich A., Borisov E.V., Popovich A.A., Sufiiarov V.Sh., Masaylo D.V., Alzina L., Functionally graded Inconel 718 processed by additive manufacturing: Crystallographic texture, anisotropy of microstructure and mechanical properties. // Materials & Design 114. 2017. – p. 441-449.

28. Smelov V.G., Sotov A.V., Agapovichev A.V. Study of structures and mechanical properties of products manufactured via selective laser sintering of 316L steel powder, Chernye Metally, Issue 9, 1 September 2016 – Pages 61-65.

29. Rekadze P. Rodionov L. Satsyuk I. Analysis of hydraulic units manufactured by powder bed fusion // Conference: 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS), 2018.

30. Скороход В.В. Порошковые материалы на основе тугоплавких металлов и соединений. - К.: Техніка, 1982. – 167с.

31. Синельников Ю.И., Третьяков А.Ф., Матурин Н.И., Колесников А.Г., Панов А.Д., Макарочкин В.И. Пористые сетчатые материалы. Москва, Металлургия, 1983. – 64 с.

32. Balyakin A.V., Shvetcov A.N., Zhuchenko E.I. Chemical polishing of samples obtained by selective laser melting from titanium alloy Ti6Al4V (2018) MATEC Web of Conferences, 224, статья № 01031.

33. Изжеуров Е. А. Формирование элементов конструкций гидродинамического тракта энергетических установок из упругого пористого материала МР. М.: Машиностроение, 2001. – 286 с.

34. Филькинштейн А.Б. Теория и практика получения пористых отливок из алюминиевых сплавов пропиткой. Автореферат.

35. Bobrovnitskii Yu., Tomilina T., Morozov K. and Bakhtin B. Potential of sound absorbers based on acoustic metamaterials, Proceedings of the 23 rd International Congress on Sound and Vibration, Athens, Greece, 10–14 July, (2016).

36. Tomilina T., Afanasev K., Bobrovnitskii Yu., Grebennikov A., Laktionova,M., Makariants, G., Sotov, A. and Smelov V. Testing of 3-D printed experimental samples of the metamaterial acoustic absorbers, Proceedings of the 23rd International Congress on Sound and Vibration, Athens, Greece, 10–14 July, (2016).

37. Bobrovnitskii Y.I. Impedance theory of sound absorption: the best absorber and the black body, Acoustical Physics, 52 (6), 638-647, (2006).

38. Bies D.A. Engineering noise control [Текст]/ A. Bies David, Colin H. Hansen – London and New York: Spon Press, 2009. – 768 p.

39. ГОСТ 23499-2009 Материалы и изделия звукоизоляционные и звукопоглощающие строительные. Общие технические условия. [Текст] – Введ. 2011-04-01. – М.: Издательство стандартов, 2011. – 41 с.

40. Поляев В.М., Никифоров Н.А. Применение пористого материала МР в звукопоглощающих конструкциях // Известия вузов. Машиностроение, 1977. № 11. – с. 120–124.

41. Safin A.I. Some research aspects of acoustic characteristics of metal rubber produced with new technology [электронный ресурс] / A.I.Safin, A.A. Igolkin, M.V. Degtyarev, E.A. Izzheurov, E.V. Shakhmatov // The 21st International Congress on Sound and Vibration (ICSV 21)/ The international institute of Acoustics and Vibration. – Beijing, China Bangkok, July 13-15, 2014 – 1 электр.опт. диск (CD-ROM).

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 534.2
OECD 01.03. AA

Разработка мероприятий по снижению уровней шума от радиального вентилятора

Савченко Н.С.[1*], Фиев К.П.[2]
[1]Магистрант Санкт-Петербургского Национального Исследовательского Университета Информационных Технологий, Механики и Оптики, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Аспирант кафедры "Экология и безопасность жизнедеятельности» Балтийского государственного технического университета ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Проведены измерения уровней шума на ближайшем нормируемом объекте и непосредственно у исследуемого вентилятора. Проанализированы результаты измерений. Определены основные источники излучения шума от вентилятора. Оценено акустическое воздействие от вентилятора на ближайший нормируемый объект. Проанализирован характер спектра на предмет наличия тональных составляющих. Произведён расчёт шума на существующее положение. Разработаны мероприятия по снижению уровней шума от вентилятора.

Ключевые слова: вентилятор, источник шума, акустическое воздействие, мероприятия по снижению шума.

Development of measures to reduce noise from a radial fan

Savchenko N.S. [1], *Fiev, K.P.*[2]
[1]Graduate student of the St. Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, St. Petersburg, Russia
[2]Postgraduate Student of the Department "Ecology and Safety of Vital Functions" of the Baltic State Technical University named after DF Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

Noise levels were measured at the nearest normalized object and directly at the fan under study. Analyzed the measurement results. The main sources of radiation noise from the fan. The acoustic impact from the fan on the nearest normalized object is estimated. Analyzed the nature of the spectrum for the presence of tonal components. Calculated noise on the existing situation. Developed measures to reduce noise from the fan.

Key words: *fan, noise source, acoustic effects, noise reduction measures.*

Введение

Проблема защиты от повышенных шума и вибрации – одна из самых острых проблем, решение которой необходимо для создания комфортной и безопасной среды обитания.

Жители городов и населенных пунктов жалуются на повышенный шум (очень часто) и вибрацию (в меньшей мере), вызывающие дискомфорт, беспокойство и даже специфические заболевания [1].

[*]*Автор корреспондент: sns@iakbarier.ru (Савченко Н.С.)*

На предприятиях, в жилых и общественных зданиях, для обеспечения комфортного микроклимата, устанавливают системы вентиляции. Вентиляторы, установленные снаружи зданий, например на кровле или на стене, оказывают наибольшее акустическое воздействие на ближайшую нормируемую территорию и окружающую среду в целом. Соответственно, для таких источников необходимо разрабатывать мероприятия, которые уменьшат их акустическое воздействие, что и было предложено мной в данной статье.

1. Объект исследования

В качестве объекта исследования была выбрана вытяжная вентиляционная установка, включающая радиальный вентилятор, расположенный на кровле нежилого здания высотой 18 м.

Ближайшим нормируемым объектом является жилое многоквартирное здание высотой 51 м, расположенное на расстоянии 25 м от фасада здания, на котором расположен исследуемый вентилятор.

С целью оценки акустического воздействия от вентиляторов были проведены измерения уровней шума на ближайшем нормируемом объекте в дневное время суток и у радиального вентилятора на основании которых оценивались уровни излучаемого шума. При круглосуточной эксплуатации оборудования измерения можно проводить в любое время суток. В этом случае возможно сравнение результатов с гигиеническими нормативами для ночного времени [2].

1.1. Проведение измерений

1.1.1. Ближайший нормируемый объект

Измерения уровней шума были проведены в помещении квартиры, расположенной на 8 этаже многоквартирного жилого дома, на уровне исследуемого вентилятора. Измерения проводились согласно [2], шумомерами-виброметрами, анализаторами спектра ЭКОФИЗИКА-110А и ОКТАВА-110А класса точности 1 в жилом помещении квартиры, с окнами находящимися в режиме проветривания [2]. Результаты измеренных уровней звука и уровней звукового давления приведены в таблице 1.

Таблица 1
Результаты измерений в жилом помещении при работе вентилятора

Описание точки измерений	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровень звука, дБА**
	31.5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Точка измерений располагалась на 8 этаже жилого дома на уровне исследуемого вентилятора	52	49	47	40	39	33	26	18	16	**39**
Допустимые уровни шума в дневное время СН 2.2.4/2.1.8.562-96 табл. 3. позиция 4. 07.00-23.00, с учётом примечания 3, табл. 3	74	58	47	40	34	30	27	25	23	35
Превышения днём	**-**	**-**	**-**	**-**	**5**	**3**	**-**	**-**	**-**	**4**

Допустимые уровни шума в ночное время СН 2.2.4/2.1.8.562-96 табл. 3. позиция 4. 07.00-23.00, с учётом примечания 3, табл. 3	67	50	39	30	24	20	17	15	13	25
Превышения ночью	**-**	**-**	**8**	**10**	**15**	**13**	**9**	**3**	**3**	**14**

Установлено, что при работе вентилятора уровни звука внутри помещения превышают допустимые значения на 14 дБА для ночного времени суток [3].

При проведении нормирования был оценён характер спектра на предмет наличия тональных составляющих. Графическое отображение результатов измерений уровней звукового давления (УЗД) в 1/3 октавных полосах частот для точки измерения, расположенной на 8 этаже жилого дома, представлены на рисунке 1.

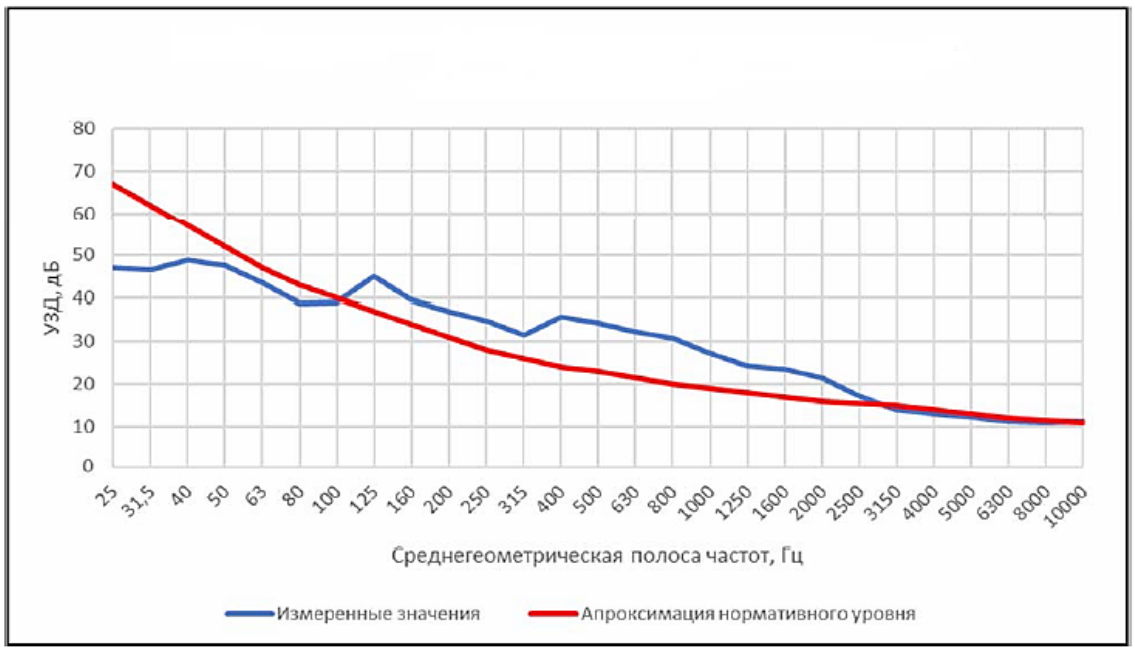


Рис. 1. Результаты измерений уровней шума в 1/3 октавных полосах частот в жилом помещении

Результаты анализа показывают, что имеется характерное увеличение уровней звукового давления в 1/3 октавных полосах со среднегеометрической частотой 125 Гц и 400 Гц.

1.1.2. Исследуемый вентилятор

Для оценки уровней излучаемого шума вентилятора были проведены измерения шума от вентилятора, на основании которых была произведена оценка. Результаты измерений уровней звука (УЗ) и УЗД от вентилятора приведены в таблице 2.

Таблица 2
Результаты измерений на расстоянии 1,0 м от вентилятора

№ Точки измерений	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровень звука, дБА**
	31.5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
1	83	82	90	84	81	76	71	66	60	**83**
2	95	88	85	80	81	75	66	61	56	**81**
3	86	82	90	84	81	76	70	65	58	**82**
4	83	81	90	83	78	72	67	61	55	**80**
5	80	83	90	83	76	72	64	55	49	**79**

Рассмотрим уровни звукового давления в 1/3 октавных полосах частот для 5 точек измерения, расположенных вокруг исследуемого источника шума (рисунок 2).

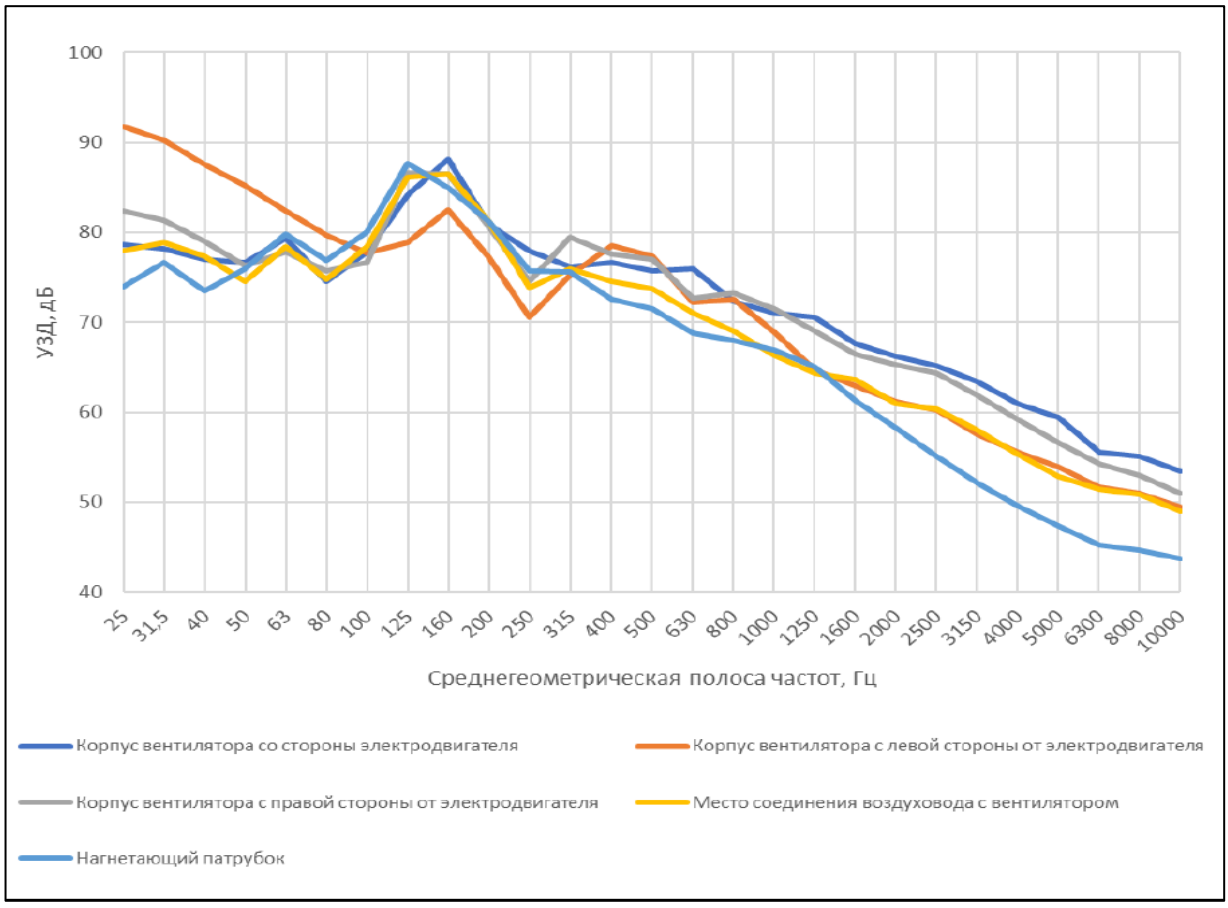


Рис. 2. Результаты измерений уровней звукового давления в 1/3 октавных полосах частот

Из анализа данных рисунка 2 можно сделать следующие выводы:

1. Нагнетающий патрубок, место соединения воздуховода с вентилятором и корпус вентилятора с правой стороны от электродвигателя для 1/3 октавной полосы со среднегеометрической частотой 125 Гц могут оказывать наибольшее влиянии на процесс шумообразования в точке измерений, расположенной в помещении жилой застройки.
2. Корпус вентилятора с левой и правой стороны от электродвигателя для 1/3

октавной полосы со среднегеометрической частотой 400 Гц может оказывать наибольшее влияние на процесс шумообразования в точке измерения, расположенной в помещении жилой застройки.

2.1. Определение необходимой эффективности мероприятий по шумозащите

Произведенные расчёты шума существующего положения при помощи математической модели предприятия в программном комплексе «АРМ Акустика 3» позволяют проанализировать вклад каждого источника шума в формирование УЗ в расчётных точках.

Требуемое снижение для исследуемого вентилятора представлено в таблице 3.

Таблица 3

Требуемое снижение шума вентилятора

Источник шума	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**								
	31.5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Вентилятор в работе	-	-	10	13	15	12	8	5	-

Определение требуемого снижения октавных УЗД в расчётной точке, производилось согласно Разделу 8 согласно [4].

3. Разработка шумозащитных мероприятий

3.1. Выбор и расчёт шумозащитных мероприятий и конструкций

Согласно [5] средства снижения шума могут быть применены к источнику (излучение шума), между источником и приёмником (на пути распространения шума) и на рабочем месте (приёмник шума). Поэтому наиболее эффективным решением проблемы ослабления шума является снижение шума в источнике (первичные меры). Дополнительные меры, применяемые на пути распространения шума (вторичные меры).

Из всего многообразия способов глушения шума, были выбраны два наиболее рациональных, из соображений наибольшей эффективности, относительной стоимости и возможности реализации в условиях рассматриваемого объекта.

Таблица 4

Шумозащитные мероприятия

Краткое описание источника шума	**Наименование проектируемой шумозащитной конструкции**
Основные мероприятия	
Радиальный вентилятор	Глушитель шума на нагнетающий патрубок
Дополнительные мероприятия	
Радиальный вентилятор	Звукоизолирующее покрытие на стенки корпуса вентилятора

В качестве мероприятия рассмотрена возможность установки пластинчатых глушителей шума, т.к. натурными измерениями установлено, что шум распространяется через нагнетательный патрубок и даёт основной вклад в превышение уровней звука на ближайшей нормируемой территории. Шумозащитные мероприятия представлены в таблице 4.

3.1.1. Глушитель шума вентиляционных установок

Глушители шума предназначены для снижения шума, создаваемого вентиляторами, кондиционерами, отопительными агрегатами, воздухорегулирующими устройствами, а также шума, возникающего в элементах воздуховодов и распространяющегося по воздуховодам.

Для снижения шума вентиляторов на нагнетании рекомендуется установка пластинчатых глушителей, эффективность которых представлена в таблице 5.

Таблица 5
Эффективность глушителей шума

Источник шума	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**								
	31.5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Требуемое снижение	-	-	14	16	15	12	8	5	-
Эффективность пластинчатого глушителя длинной 2,5 м, с толщиной пластин и расстоянием между ними 200 мм	-	4	10	26	39	29	21	18	14
Эффективность пластинчатого глушителя ГП длинной 2,0 м, с толщиной пластин и расстоянием между ними 400 мм	-	4	13	21	20	15	12	10	9

Из представленных значений видно, что при работе источника шума эффективности глушителей шума для октавной полосы со среднегеометрической частотой 125 Гц будет недостаточно. Для улучшения эффекта шумоглушения на данной полосе частот рекомендуется облицовка внутренней части козырька, устанавливаемого на патрубок, облицевать звукопоглощающим материалом (например, минеральной ватой Rockwool толщиной не менее 100 мм).

Рис. 3. Глушитель шума пластинчатый (Общий вид)

При проектировании всех систем глушителей следует предусмотреть уменьшение скорости истечения потока через патрубок (предпочтительно 5 м/с, но не более 7 м/с), например путем увеличения площади сечения. Так как при высокой скорости истечения воздуха будет проявляться дополнительный аэродинамический шум, снижающий общую эффективность шумозащиты.

3.1.2. Звукоизолирующая облицовка

Для снижения шума, излучаемого стенками корпуса вентилятора, рассмотрим применение звукоизолирующей облицовки. Материалом, отвечающим требованиям по снижению уровней шума и возможностью использования для наружного применения может являться покрытие K-FONIK ST GK (10 мм) в один слой с внешним защитным слоем (например, IN CLAD или аналог). Акустическая эффективность звукоизоляционных материалов, обеспечивающих необходимое снижение, принята по данным лабораторных исследований рекомендуемых образцов и представлена в таблице 6.

Таблица 6

Эффективность звукоизолирующих покрытий

Источник шума	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**							
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Наибольшие уровни вибрации стенок корпуса вентилятора	127	136	130	123	120	108	103	106
Звукоизоляция K-FONIK ST GK (10мм) + IN CLAD	*	17,3	17,4	22,9	26,5	28,9	35,0	*

**-нет сведений для данной октавной полосы*

3.2 Описание применяемых шумозащитных конструкций

Для снижения основной энергии шумоизлучения исследуемого источника рассмотрены к применению два пластинчатых глушителя шума. Рекомендуется установка глушителя длиной 2,5 м с толщиной пластин 200 мм, так как это устройство обладает большей акустической эффективностью. Крепление глушителя необходимо выполнить отдельно от вентилятора, т.к. дополнительная массовая нагрузка на существующие виброизоляторы ухудшит их работу и приведет к увеличению уровней шумоизлучения оборудования. Для дополнительного снижения шума в октавной полосе со среднегеометрической частотой 125 Гц защитный козырек, устанавливаемый на выходе из глушителя, рекомендуется облицевать минеральной ватой толщиной не менее 100 мм. (рассмотрена минеральная вата фирмы Rockwool). Так как вентилятор является источником вибрации, проектом предусмотрены меры по минимизации ее передачи на корпус глушителя путем установки гибкой вставки в месте их соединения. Снижение шумоизлучения, обусловленного вибрацией корпуса вентилятора необходимо производить путем применения однослойного звукоизолирующего покрытия K-FONIK ST GK (10мм) с защитным слоем IN CLAD.

На рисунке 4 представлен полный комплекс мероприятий по снижению уровней шума от вентилятора.

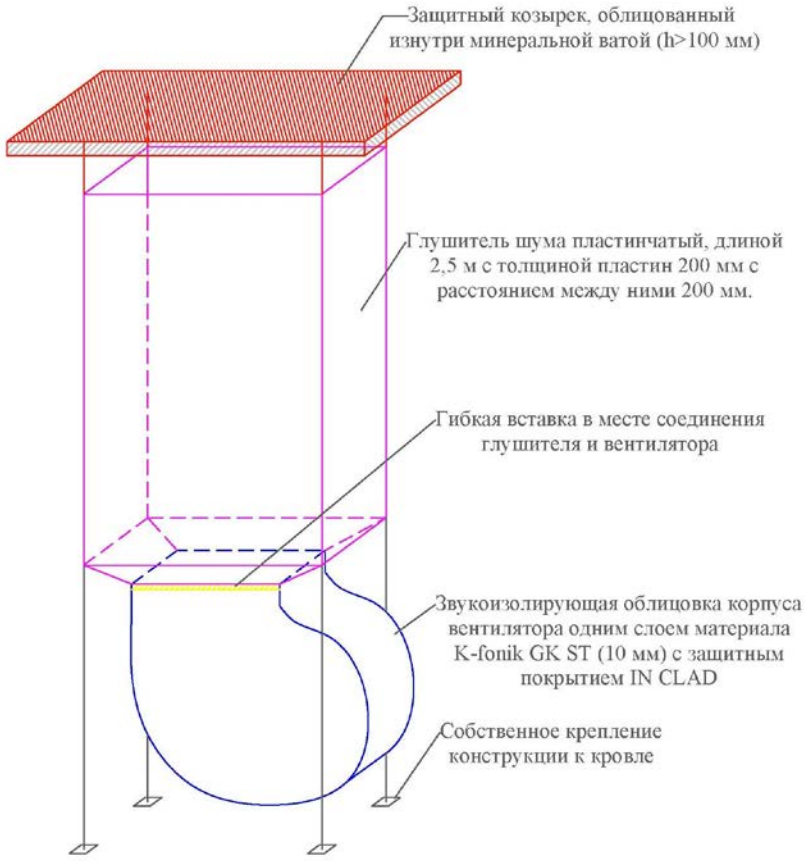


Рис. 4. Общая схема шумозащитных мероприятий

Заключение

Для оценки акустического воздействия от вентилятора были проведены измерения уровней шума на ближайшем нормируемом объекте. Проведённый анализ результатов натурных измерений показал, что уровни шума на ближайшей селитебной территории превышаю предельно-допустимые уровни для дневного и ночного времени суток, согласно [3] до 14 дБА. Измеренные значения УЗ в непосредственной близости от исследуемого вентилятора составили 79-83 дБА на расстоянии 1 м от оборудования.

Также был оценён характер спектра на предмет наличия тональных составляющих. Результаты анализа показали, что имеется характерное увеличение УЗД в 1/3 октавных полосах со среднегеометрической частотой 125 Гц и 400 Гц.

Шумозащитные мероприятия были выбраны, основываясь на данных требуемого снижения УЗД и УЗ. В качестве шумозащитного мероприятия был выбран пластинчатый глушитель шума длинной 2,5 м, установленный над вентилятором и соединённый с ним через гибкую вставку. Крепления глушителя рекомендуется предусмотреть к кровле здания. Над выбросным патрубком рекомендована установка металлического козырька с применением звукопоглощающей минеральной ваты толщиной не менее 100 мм. Для снижения шума, излучаемого корпусом вентилятора предусмотрено применение однослойной звукоизолирующей облицовки K-fonik GK ST (10мм) с защитным покрытием.

Список литературы

1. Иванов Н.И. Защита от шума и вибрации, 2017. – с.8;
2. МУК 4.3.2194-07 «Методы контроля. Физические факторы» 2007 г.;

3. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Физические факторы производственной среды. Физические факторы окружающей среды» 1996г.;

4. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» 2003 г.;

5. ГОСТ Р 52797.2 «Акустика. Рекомендуемые методы проектирования малошумных рабочих мест производственных помещений. Часть 2. Меры и средства зашиты от шума» 2007 г.

УДК 699.842
OECD 02.01.IM

Моделирование динамических характеристик вертикального элемента трубопровода

Секачева А.А.[1*], Пастухова Л.Г.[2], Носков А.С.[3]
[1]Аспирант, ассистент, Уральского Федерального Университета им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия
[2]Доцент, к.т.н., Уральского Федерального Университета им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия
[3]Профессор, д.т.н., Уральского Федерального Университета им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия

Аннотация

Статья посвящена вопросам, связанным с возникновением шума и вибрации от трубопроводных систем многоэтажных зданий. Был предложен метод модального анализа в программном комплексе ANSYS Workbench для определения вероятности возникновения повышенных вибраций. Выполнен численный анализ прямолинейных участков трубопровода с различными геометрическими параметрами. Показаны результаты численного анализа влияния длины, диаметра, толщины стенки элемента трубопроводной системы на изменение значений критических частот его собственных колебаний с целью прогноза риска возможных резонансных режимов. Проведен парный и множественный регрессионный анализ. Определены регрессионные модели, характеризующие функциональную зависимость между первой (критической) частотой собственных колебаний и тремя геометрическими параметрами участка трубопровода. Установлено, что функциональная зависимость первой частоты собственных колебаний от диаметра участка трубопровода имеет вид полиномиальной функции, а функция зависимости первой частоты собственных колебаний от длины участка трубопровода имеет степенной характер.

Ключевые слова: модальный анализ, многоэтажные здания, трубопровод, вибрации, частота собственных колебаний.

Simulation of dynamic characteristics of the vertical pipeline element

Sekacheva A.A.[1], Pastukhova L.G.[2], Noskov A.S.[3]*
[1]Postgraduate Student, Assistant, Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russia
[2] Assistant of Professor, Ph.D, Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russia
[3]Professor, Ph.D, Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russia

Abstract

The article is devoted to issues related to the occurrence of noise and vibration from pipeline systems of high-rise buildings. A modal analysis method in the ANSYS Workbench software package to determine the likelihood of increased vibrations was proposed. A numerical analysis of straight pipeline sections with different geometrical parameters was performed. The numeric analysis results of the influence of the length, diameter, wall thickness of a pipeline system element on the change in the critical frequencies values of its natural

[*]*Автор корреспондент: tonechka_marakulina@mail.ru (Секачева А.А.)*

oscillations in order to predict the risk of possible resonant modes are shown. Conducted paired and multiple regression analysis. The regression models characterizing the functional relationship between the first (critical) frequency of natural oscillations and the three geometrical parameters of the pipeline section are determined. It is established that the functional dependence of the first natural frequency on the diameter of the pipeline section has the form of a polynomial function, and the function of the first natural vibration frequency on the length of the pipeline section is a power law.

Key words: *modal analysis, high-rise buildings, pipeline, vibrations, natural frequency.*

Введение

В настоящее время в строительной отрасли наблюдается тенденция к внедрению эффективных инновационных технологий для проектирования и строительства зданий с наивысшей степенью комфорта, ориентацией на человека.

Еще одной тенденцией в строительной отрасли является стремление к увеличению этажности зданий, что связано с ростом урбанизации.

Повышение комфорта в многоэтажных жилых зданиях путем снижения шума и вибрации в трубопроводных системах от инженерного оборудования является целью данного исследования.

Шум окружает человека повсюду: на рабочем месте, в жилых и общественных зданиях, на улице. Источники шума многообразны (инженерное оборудование зданий, транспорт). Авторы статьи [1] рассматривают проблему превышений уровней шума в пассажирских помещениях станций Петербургского метрополитена и пути ее решения. В статье [2] дан анализ нормативной и технической документации, устанавливающей требования к нормированию непостоянной вибрации. А также даны предельные значения нормируемых параметров в октавных полосах типичного для рельсового транспорта диапазона частот, которыми можно руководствоваться при подборе средств виброзащиты.

В статьях [3,4] рассмотрены методы снижения шума, как от стационарных, так и от передвижных компрессорных установок. Статья [5] посвящена проблемам, возникающим при акустическом расчёте и проектировании вентиляционных установок. В ней экспериментально определена генерация шума при резком изменении сечения воздуховода и предложены рекомендации, позволяющие избежать дополнительной генерации шума.

Трубопроводы многоэтажных жилых зданий вибрируют, следовательно, вызывают шум под действием сил, возникающих в результате движения среды. Обычно эти колебания являются незначительными и не ощущаются. Однако при длительной эксплуатации или в случае многоэтажных жилых зданий, где имеется значительная длина вертикальных элементов трубопроводной системы, они могут быть заметны и могут вывести из строя коммуникации здания.

Актуальность данной тематики исследования подтверждается большим количеством жалоб от владельцев квартир, расположенных над индивидуальными тепловыми пунктами (ИТП) многоэтажных многоквартирных зданий или смежных с коммуникационными шахтами. Например, в работе [6] рассмотрена проблема снижения шума и вибрации в жилых, общественных и производственных помещениях от близко расположенного технического и технологического оборудования. По результатам экспериментального исследования вибрационных характеристик компрессорного оборудования авторами была выполнена оценка основных источников и возникновения вибрации, и разработан комплекс мероприятий по снижению вибрации стен компрессорного помещения.

Как правило, для изучения вибраций строительных конструкций, в строительном проектировании применяется метод модального анализа. Однако для решения вибрационных задач гидросистем применялись только методы экспериментального и аналитического модального анализа.

В работе [7] рассматривается проблема структурного внутреннего шума, создаваемого в кабине самолета. Авторы использовали метод численного модального анализа для расчета структурных и акустических мод, а также функций частотного отклика для внутреннего акустического давления.

В данной статье разработан способ определения риска возникновения повышенных вибраций в трубопроводных системах методом численного модального анализа с помощью программного комплекса ANSYS Workbench 12.0.

Основы применения данного программного комплекса в инженерном анализе описаны в [8, 9]. В большинстве современных программных комплексов модальный анализ – это решение задачи о свободных колебаниях дискретной системы методом конечных элементов [10-12].

1. Метод

Поскольку элементы трубопроводных систем обладают свойствами большинства конструкций, то они также совершают механические колебания. В связи с этим допускаемо использовать метод модального анализа для расчета динамических характеристик трубопровода (частоты и формы собственных колебаний). Поведение системы при свободных колебаниях определяет ее «динамическую индивидуальность» и характеризует ее поведение в других условиях.

Насосные установки в многоэтажных многоквартирных жилых домах имеют, как правило, большие мощности. Поэтому определение модальных параметров позволит оценить риск возникновения возможных резонансных режимов, которые могут возникнуть в случае попадания собственных гармоник в рабочий диапазон внешних нагрузок от насосного оборудования.

Модальный анализ процессов для определения N собственных частот и режимов формы проводится на основе уравнения колебания (1):

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{x}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{x}\} + [\mathbf{K}]\{x\} = 0\ , \tag{1}$$

где [M], [C] и [K] – масса, демпфирование и жесткость структуры в матричной форме [13].

Если пренебречь эффектом затухания, получим уравнение вида (2):

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{x}\} + [\mathbf{K}]\{x\} = 0. \tag{2}$$

2. Результаты

В данной работе были определены первые десять частот и форм собственных колебаний по результатам проведенного численного модального анализа для различных элементов трубопроводной системы.

К примеру, для прямолинейного 6-метрового участка трубопровода наружным диаметром 114 мм и толщиной стенки 5 мм, заполненного водой, первые десять собственных частот лежат в диапазоне от 28,4 до 356,7 Гц: 28,4; 28,8; 75,9; 146,7; 147,3; 240,2; 240,8; 356,0; 356,7 Гц.

Величины наружных диаметров труб (мм) приняты в соответствии с ГОСТ 10704-91 *«Трубы стальные электросварные прямошовные. Сортамент»*: 15 × 1,0; 15 × 1,2; 15 × 1,4; 15 × 1,5; 15 × 1,6; 20 × 2,0; 25 × 2,0; 32 × 2,8; 40 × 3,0; 48 × 3,0; 60 × 3,8; 70 × 4,0; 102 × 5,0; 114 × 5,0; 140 × 5,0; 168 × 5,0; 180 × 5,0; 219 × 6,0. Длины расчетных участков трубопровода взяты в диапазоне 1,0 ÷ 6,0 м.

Был выполнен парный и множественный регрессионный анализ и определены регрессионные модели, характеризующие зависимость первой частоты колебаний от

различных факторов (длины участка, толщины стенки и диаметра трубопровода) в различных сочетаниях.

Регрессионный анализ выполняется с целью определения аналитической формы связи, при которой изменение результативного признака обуславливается влиянием факторных признаков (одного или нескольких). В случае, когда факторных признаков несколько имеет место множественный регрессионный анализ, когда один фактор – парный.

Поскольку первая критическая частота имеет наименьшую величину, следовательно, имеет наибольшую вероятность попадания в рабочий диапазон внешних нагрузок насосного оборудования, она обозначена как критическая.

В данной работе представлен парный регрессионный анализ для зависимостей первой собственной частоты колебаний от диаметра участка трубопровода ($F_1 = f(d)$) и от длины участка трубопровода ($F_1 = f(l)$). По итогам предварительного анализа был сделан вывод, что зависимости имеют нелинейный вид.

Основным критерием, который характеризует степень качества регрессионной функции, является коэффициент детерминации R^2. Регрессионную модель считают допустимой к принятию при $R^2 \geq 0.8$.

Результаты парного регрессионного анализа позволяют сделать следующие выводы:

– зависимость первой собственной частоты колебаний от диаметра и длины участка трубопровода существует;

– регрессионная модель, описывающая зависимость первой собственной частоты колебаний от диаметра – полиномиальная функция шестого порядка (рис. 1). Уравнения регрессии для участков трубопровода с длиной 1.5, 3.0, 6.0 м соответственно имеют вид уравнений (3), (4), (5):

$$F_1 = 7 \cdot 10^{-10} d^6 - 5 \cdot 10^{-7} d^5 + 0.0001 d^4 - 0.02 d^3 + 1.4416 d^2 - 47.107 d + 684.56, \quad (3)$$

$$F_1 = 3 \cdot 10^{-10} d^6 - 2 \cdot 10^{-7} d^5 + 6 \cdot 10^{-5} d^4 - 0.0088 d^3 + 0.6254 d^2 - 20.924 d + 299.41, \quad (4)$$

$$F_1 = 1 \cdot 10^{-10} d^6 - 1 \cdot 10^{-7} d^5 + 3 \cdot 10^{-5} d^4 - 0.0038 d^3 + 0.267 d^2 - 9.0641 d + 129.4. \quad (5)$$

– регрессионная модель, описывающая зависимость первой собственной частоты колебаний от длины участка – степенная функция (рис. 2). Уравнения регрессии для участков трубопровода с диаметром 32, 48, 70, 114, 168, 219 мм соответственно имеют вид уравнений (6), (7), (8), (9), (10), (11):

$$F_1 = 283.74 l^{-1.479}, \quad (6)$$

$$F_1 = 370.12 l^{-1.773}, \quad (7)$$

$$F_1 = 533.05 l^{-1.905}, \quad (8)$$

$$F_1 = 901.94 l^{-1.931}, \quad (9)$$

$$F_1 = 1365.2 l^{-1.889}, \quad (10)$$

$$F_1 = 1693.5 l^{-1.876}. \quad (11)$$

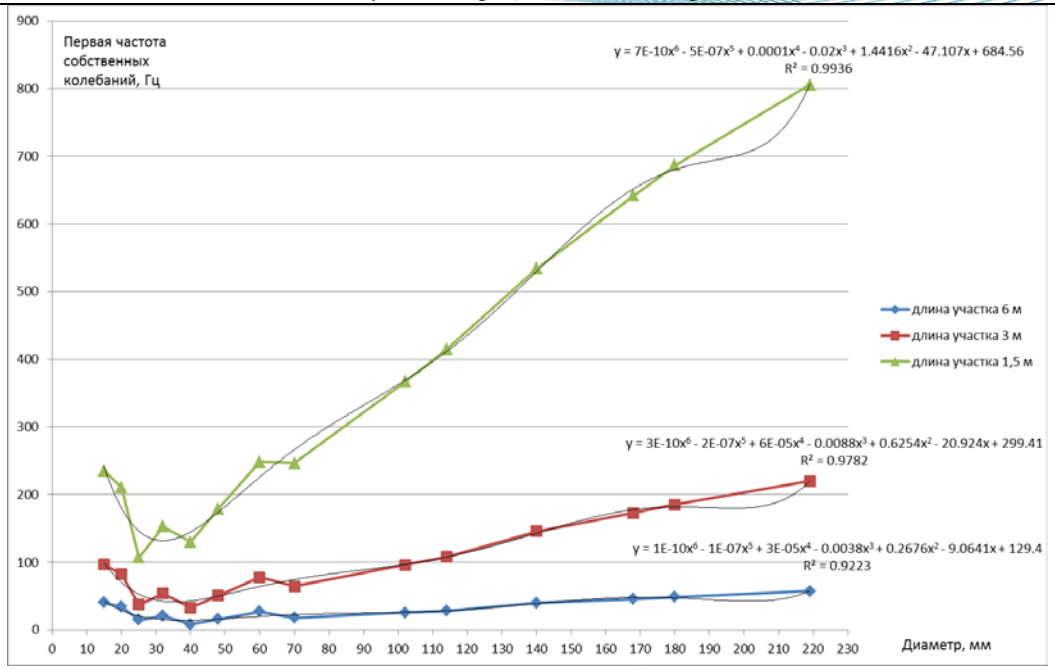


Рис. 1. Графики зависимостей первых частот собственных колебаний от диаметров для участков трубопроводов длиной 1.5, 3.0, 6.0 м и их регрессионные модели

– коэффициент детерминации стремится к единице при сокращении длины участка трубопровода, следовательно, чем короче участок трубопровода, тем качественнее регрессионная модель описывает искомую функцию;

– при уменьшении диаметра участка коэффициент детерминации ведет себя случайным образом, однако его значение для всех изученных случаев близко к единице.

Помимо всего прочего, была рассмотрена также линейная множественная регрессионная модель с тремя факторными переменными в первой степени (длиной (l), диаметром (d) и толщиной стенки (δ) участка трубопровода). Был сделан вывод о том, что данная модель недостаточно качественно описывает искомую функцию в следствие свой линейности. Полагаем, что уравнение регрессии в этом случае – степенная функция.

Результаты множественного регрессионного анализа позволяют сделать следующие выводы:

– функциональная связь первой частоты собственных колебаний и трех факторных признаков (длины, диаметра, толщины стенки участка трубопровода) имеет нелинейный (степенной) вид;

– регрессионная модель функциональной связи первой частоты собственных колебаний и двух факторных признаков (длины и диаметра участка трубопровода) имеет вид уравнения (12):

$$F_1 = 80.592 \cdot l^{-1.688} \cdot d^{0.468}. \quad (12)$$

Коэффициент детерминации при этом составляет $R^2 = 0.879$.

– регрессионная модель функциональной связи первой частоты собственных колебаний и трех факторных признаков имеет вид уравнения (13):

$$F_1 = 27.569 \cdot l^{-1.658} \cdot d^{1.093} \cdot \delta^{-1.25}. \quad (13)$$

Коэффициент детерминации при этом составляет $R^2 = 0.893$.

– чем больше количество факторных признаков, тем больше величина коэффициента детерминации и тем выше степень качества регрессионной модели.

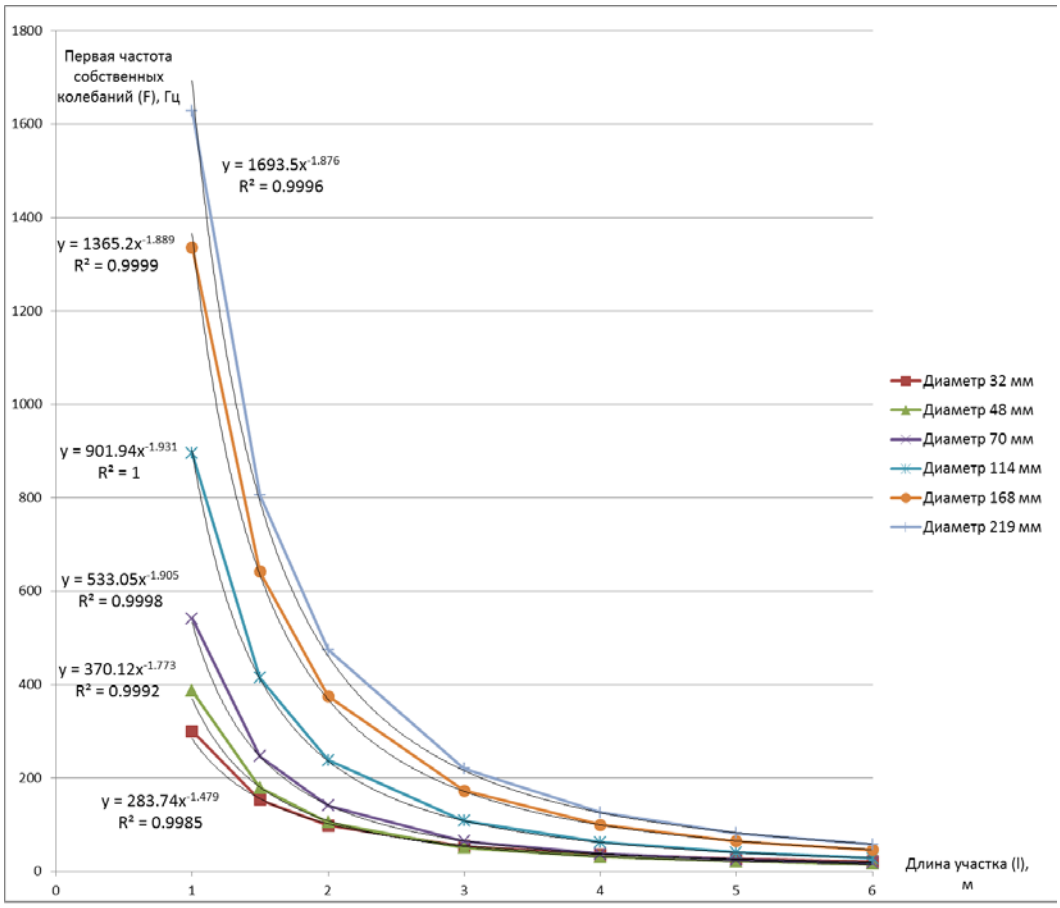


Рис. 2. Графики зависимостей первых частот собственных колебаний от длин для участков трубопроводов диаметрами 32, 48, 70, 114, 168, 219 мм и их регрессионные модели

Заключение

1. Предложен способ снижения вероятности возникновения резонансных режимов при работе гидросистем жилых зданий с использованием метода численного модального анализа в программном комплексе ANSYS, заключающийся в определении значения первой частоты собственных колебаний участка трубопровода и последующего вывода этого значения за пределы рабочего диапазона внешних воздействий от насосных установок.

2. Выполнен численный модальный анализ для заполненных водой прямолинейных участков трубопровода с длинами 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0 и диаметрами 15 × 1,0; 15 × 1,2; 15 × 1,4; 15 × 1,5; 15 × 1,6; 20 × 2,0; 25 × 2,0; 32 × 2,8; 40 × 3,0; 48 × 3,0; 60 × 3,8; 70 × 4,0; 102 × 5,0; 114 × 5,0; 140 × 5,0; 168 × 5,0; 180 × 5,0; 219 × 6,0.мм в программном комплексе ANSYS.

3. Проведен парный регрессионный анализ двух видов. Определены регрессионные модели функциональной связи первой частоты собственных колебаний и диаметра участка, функциональной связи первой частоты собственных колебаний и длины участка.

4. Установлено, что регрессионная модель зависимости первой частоты собственных колебаний от диаметра участка – полиномиальная функция шестого порядка.

5. Установлено, что регрессионная модель зависимости первой частоты собственных колебаний от длины участка – степенная функция.

6. Выявлено, что при сокращении длины участка трубопровода степень качества регрессионной модели зависимости первой частоты собственных колебаний от диаметра возрастает.

7. Проведен множественный регрессионный анализ по двум (длина и диаметр участка трубопровода) и трем факторным признакам (длина, диаметр, толщина стенки участка трубопровода). Определены соответствующие регрессионные модели.

8. Установлено, что регрессионная модель по нескольким факторным признакам – степенная функция.

9. Выявлено, что при увеличении количества факторных признаков увеличивается степень качества регрессионной модели.

Модальный анализ – первый этап виброакустического исследования, поэтому его важность чрезвычайно высока. Он позволяет выполнить предварительную оценку возникновения возможных резонансных режимов путем определения собственных частот и форм колебаний участка трубопровода и прогнозирования вероятности их попадания в рабочий диапазон внешних нагрузок насосного оборудования.

По результатам модального анализа будет выполнен следующий этап виброакустического исследования – гармонический анализ, который предполагает наложение собственных и вынужденных колебаний, проверку резонансных режимов.

Список литературы

1. Андрющенко А.К. Оценка и снижение шума на станции метрополитена открытого типа.// Noise Theory and Practice. – 2017. – № 2(3). – С. 25-37.

2. Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Невенчанная Т.О. Особенности нормирования и оценки вибрации от рельсового транспорта в помещениях жилых и общественных зданий.// Noise Theory and Practice. – 2018. – № 3(4). – С. 22-29.

3. Дроздова Л.Ф., Чеботарева Е.Ю., Кудаев А.В. Обзор современных компрессорных установок и материалов для снижения их шума.// Noise Theory and Practice. – 2018. – № 2(4). – С. 11-20.

4. Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В. Оценка и анализ шума компрессорных станций.// Noise Theory and Practice. – 2016. – № 3(2). – С. 30-37.

5. Кобзарь Д.Д., Вельбель А.М., Олейников А.Ю. Особенности акустического расчёта систем вентиляции.// Noise Theory and Practice. – 2018. – № 1(4). – С. 41-45.

6. Дроздова Л.Ф., Кирпичников В.Ю., Кудаев А.В., Куклин Д.А. Снижение вибрации стен технологического помещения.// Noise Theory and Practice. – 2018. – № 1(4). – С. 35-40.

7. Krylov V.V., Georgiev V.B., Jensen K.A. Numerical and Experimental Modelling of Structure-borne Aircraft Interior Noise.// Noise Theory and Practice. – 2015. – № 1(2). – С. 2-16.

8. Madenci E., Guven I. The finite element method and applications in engineering using ANSYS. New York: Springer Science + Business Media LLC, 2006. – 686 p.

9. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах. М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с.

10. Kattan P. I., Voyiadjis G. Z. Damage Mechanics with Finite Elements: Practical Applications with Computer Tools. New York: Springer, 2012. – 113 p.

11. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L, Fox D.D. The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics. Amsterdam, Boston, Heidelberg, London, New York, Oxford, Paris, San Diego, San Francisco, Singapore, Sydney, Tokyo: Elsevier, 2005. – 624 p.

12. Mironova T.B., Prokofiev A.B., Sverbilov V.Y. The finite element technique for modelling of pipe system vibroacoustical characteristics.// Procedia Engineering. – 2017. – № 176. – P. 681 – 688.

13. Вахидов У.Ш., Согин А.В., Шапкин В.А., Шапкина Ю.В. Численные исследования колебаний узлов автомобилей. // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2014. – № 3(105). – С. 145-153.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург
NOISE&VIBRATION 2019

УДК 621.313(07)
OECD 02.02.IQ

Вибрация контактного соединения как источник несинусодальности питания асинхронного двигателя

Ситников М.А.[1*], Сепп Ю.И.[2],
[1]Студент, Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина), Россия
[2]Доцент, Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина), Россия

Аннотация

С нелинейной зависимостью переходного электрического контактного сопротивления от сжимающего контакт усилия в условиях различного рода вибрации контактного соединения, связано возникновение бесконечного спектра гармоник тока, протекающего через соединение. Обозначенные гармоники оказывают влияние на работу электрических машин, подключаемых к источнику через соединение, создавая в них дополнительные электромагнитные моменты, перегревы отдельных частей и изоляции, а также потери, влияющие на характеристики машин. В работе представлены уравнения для оценки значений параметров указанных гармоник, а также результаты численной оценки их влияния на характеристики асинхронного двигателя.

Ключевые слова: контактное соединение, вибрация, машины переменного тока, потери, несинусоидальность, электромеханическая совместимость.

Contact connection vibration as a source of nonsinusoidality in induction motor

Sitnikov M.A.[1], Sepp Y.I.[2]*
[1]Student, St. Petersburg State electrotechnical university «LETI» named after V.I. Ulyanov (Lenin), Saint-Petersburg, Russia
[2]Associate professor, St. Petersburg State electrotechnical university «LETI» named after V.I. Ulyanov (Lenin), Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Nonlinear dependence of transient electrical contact resistance from compressive force under conditions of changes during the time of this force caused by various types of contact's vibration results to the appearance of an infinite spectrum of current harmonics flowing through the connection. These harmonics affects on the work of electrical machines connected to the source through a similar connection, creating additional electromagnetic moments in them, overheating's of individual parts and insulation, as well as losses affecting on machines' characteristics. Thus, there is a problem of electromechanical compatibility in the system "Switching Electrical Apparatus AC - Switched device.". The paper presents equations for estimating values of parameters for these harmonics, as well as numerical results of their influence on induction motor's characteristics.

Key words: *contact connection; vibration; AC machines; engine losses; non-sinusoidality, electromechanical compatibility.*

Введение

Обычное электрооборудование, используемое в электрических сетях, предназначено для работы при симметричном и синусоидальном напряжении с уровнями, близкими к номинальным значениям Обычное электрооборудование, используемое в электрических сетях, предназначено для работы при симметричном и синусоидальном напряжении с уровнями, близкими к номинальным значениям. Когда отклонения в качестве электроэнергии (КЭ) превышают нормированные значения, работа электрооборудования становится неурегулированной [1]. Поэтому выявление наиболее значимых источников снижения КЭ необходимо для обеспечения эффективности, устойчивости и надежности работы любого электрооборудования.

Современное электрооборудование немыслимо без конструктивных узлов, при помощи которых осуществляется соединение двух или нескольких токопроводов электрических контактных соединений (КС), являющихся наиболее слабым элементом электрооборудования и требующих особого внимания. Основной особенностью прижимных КС, используемых в составе современных электротехнических устройств и систем, является явная зависимость параметров их состояния от величины прижимного усилия P, обеспечивающего конструктивную связность и устойчивость КС, а также надежное протекание электрического тока [2]. Хорошо известно, что протекание тока через подобные соединения характеризуется нелинейной зависимостью величины переходного электрического сопротивления КС $R_{\text{к}}$ от параметра P:

$$R_{\text{к}} = \frac{C_{\text{к}}}{P^{\sigma}},$$

где $C_{\text{к}}$ – постоянная, определяемая условиями механического деформирования КС, размерами соединяемых проводников, материалом КС и его качеством (состоянием), а параметр $\sigma \le 1$ определяет физическую модель деформирования в контактной области (абсолютно упругому контакту соответствует $\sigma \approx 0,33$ – модель Герца; с ростом неупругости значение σ возрастает).

В работе [3] показано, что если

$$P = P(t) = P_0 + \Delta P \cos\left(\omega_P t - \varphi_P\right), \tag{1}$$

где P_0 – начальное значение прижимного усилия, обеспечиваемое конструктивным исполнением КС; ΔP, ω_P и φ_P – амплитуда, частота и фаза изменения прижимного усилия вследствие как внутренней, так и внешней вибрации КС, то ток, протекающий через КС, имеет сложный гармонический состав:

$$I_{\text{к}}(t) = \sum_{m=0}^{\infty} \frac{U_{\text{к}}}{2C_{\kappa}} i_{2m} \left\{ \cos\left[\left(\omega_0 - 2m\omega_P\right)t - \varphi_{2m}^{I}\right] + \cos\left[\left(\omega_0 + 2m\omega_P\right)t - \overline{\varphi}_{2m}^{I}\right]\right\} +$$
$$+ \sum_{m=0}^{\infty} \frac{U_{\text{к}}}{2C_{\kappa}} i_{2m+1} \left[\cos\left[\left(\omega_0 - \omega_P - 2m\omega_P\right)t - \varphi_{2m+1}^{I}\right] + \cos\left[\left(\omega_0 + \omega_P + 2m\omega_P\right)t - \overline{\varphi}_{2m+1}^{I}\right]\right], \tag{2}$$

где $U_{\text{к}}$ – падение напряжения на КС; ω_0 – частота тока питания; i_{2m}, i_{2m+1}, φ_{2m}^{I}, φ_{2m+1}^{I}, $\overline{\varphi}_{2m}^{I}$ и $\overline{\varphi}_{2m+1}^{I}$ – амплитуды и фазы составляющих (2), расчетные выражения для которых приведены в [3].

Вибрация КС, определяющая параметры (1), может быть обусловлена действием разных факторов, как то: а) электродинамическим взаимодействием токопроводов [4]-[6]; б) собственная вибрация КС от сужения линий тока при его протекании через КС [7]; в) сторонняя вибрация любого другого происхождения. В работе [3] численная оценка

характеристик выявленной несинусоидальности, вызываемой какой-либо вибрацией КС отсутствует. Поэтому вопрос о масштабе подобных явлений представляет несомненный практический и теоретический интерес.

С другой стороны, падение напряжения на КС зависит от параметров и режимов работы коммутируемого контактным соединением устройства. Поэтому для осуществления указанной оценки необходимо определение коммутируемого устройства, функционирующего совместно с КС. Широкое использование вращающихся электрических машин обусловливает необходимость осуществления упомянутой оценки для этого класса электротехнических изделий. Из анализа влияния показателей КЭ на работу вращающихся машин следует, что несинусоидальность – значимый фактор снижения эффективности их функционирования. Несинусоидальность напряжения приводит к увеличению активного сопротивления токам высших гармоник, что вызывает в машине значительные потери активной мощности и повышенный нагрев, сокращение срока ее службы [8].

В связи со сказанным, целью настоящей работы является численная оценка влияния вибрации КС, входящего в цепь питания асинхронного двигателя (АД) на характеристики КЭ питания, а также на его рабочие характеристики.

1. Оценка несинусоидальности тока и напряжения, вызванной вибрацией КС

Для получения численной оценки несинусоидальных отклонений будем считать, что вибрация имеет электромагнитное происхождение ($\omega_p = 2\omega_0$), а также, что источник напряжения является номинальным и синусоидальным с начальной фазой, равной нулю. Если коммутационное и коммутируемое им устройства подключены последовательно, то каждая гармоника падения напряжения, возникающая на КС, должна приводить к появле-

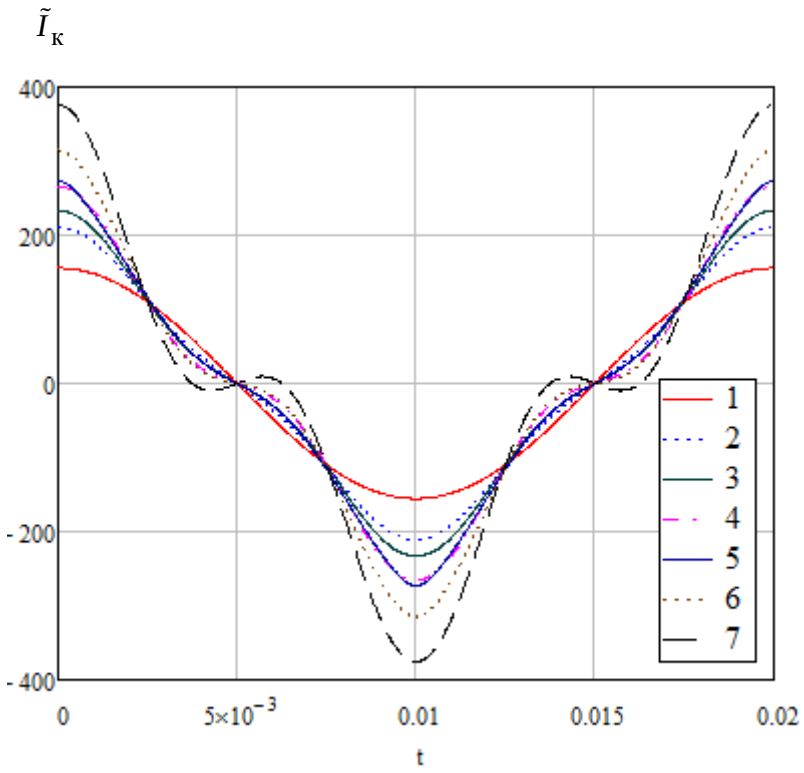


Рис. 3. Кривые тока в КС в нулевом приближении

нию соответствующих ей гармоник тока вида (1). Для определения конечного результата такого кумулятивного эффекта, в расчетах использовался метод последовательных

приближений. При этом в качестве нулевого приближения рассматривалось падение напряжения на контакте без учета падения напряжения на коммутируемом устройстве. Расчетные кривые тока, протекающего через КС в таком случае с учетом генерируемых в КС гармоник, представлены на Рис.3.

Линия 1 на Рис. 3 соответствует нормальному гармоническому току (вибрация отсутствует); линии 2-4 соответствуют постоянным значениям отношения $\Delta P/P_0 = 0,5$ и различным физическим моделям деформаций в области контакта ($\sigma = 0,33; 0,7; 1$, соответственно); линии 5-7 при $\Delta P/P_0 = 1$ и $\sigma = 0,33; 0,7; 1$, соответственно. Величина $\tilde{I}_к$ представляет значение $I_к$, выраженное в относительных единицах (по отношению к базовой гармонике).

Наибольшая несинусоидальность, оцениваемая коэффициентом искажения K_i [9], наблюдается при $\Delta P/P_0$, близких к единице, и σ порядка единицы с коэффициентом искажения для такого случая $K_i = 41,2$ %, что является значительным отклонением. Для абсолютно упругого контакта (модель Герца, $\sigma = 0,33$) при $\Delta P/P_0 = 0,5$: коэффициент искажения $K_i = 10,03$ %, что также не является малым отклонением.

Если в качестве коммутируемого устройства рассматривать асинхронный двигатель (АД), схема замещения которого приводится на Рис. 4,

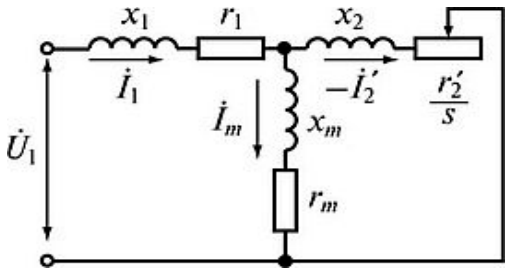


Рис. 4. Эквивалентная схема замещения асинхронного двигателя

то использование законов Кирхгофа

$$\left.\begin{array}{c} \dot{I}_1 r_1 + j\,\dot{I}_1 x_1 + j\dot{I}_m x_m = \dot{U}_1 \\ \dot{I}_1 + \dot{I}_2' = \dot{I}_m \end{array}\right\} \qquad (3)$$

где $\dot{I}_1$ - ток статора; x_1 - индуктивное сопротивление рассеяния для фазы обмотки статора; x_m - индуктивное сопротивление намагничивающего контура; r_1 - активное сопротивление фазы статора; $\dot{I}_m$ - намагничивающий ток; $\dot{I}_2'$ - ток ротора; $\dot{U}_1$ - напряжение статора (активное сопротивление цепи намагничивания не учитывается.), позволяет в каждом последовательном приближении находить напряжение на статоре АД.

Так, для АД 4А112МВ6У3 с параметрами приведенными в табл.1, напряжение статора в нулевом приближении ($\tilde{U}_1 = U_1/U_0$.), полученное с помощью формул (2) и (3), представлено на Рис.5.

Таблица 1

Параметры асинхронного двигателя 4А112МВ6УЗ

Параметр	**Значение**
Номинальная мощность, P_n	4 кВт
Номинальное фазное напряжение, U_1	220 В
Номинальное скольжение, s_n	0,051
КПД, η	82%
Коэффициент мощности, $\cos\varphi$	0,81
Кратность пускового тока, K_I	6
Номинальный ток двигателя, $I_н$	9,13 А
Приведенное активное сопротивление обмотки ротора, $R_2{}'$	1,39 Ом
Активное сопротивление обмотки статора, R_1	1,88 Ом
Приведенное индуктивное сопротивление рассеяния обмотки ротора, $x_2{}'$	3 Ом
Индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора, x_1	2,25 Ом
Индуктивное сопротивление намагничивающего контура, x_m	54,47 Ом

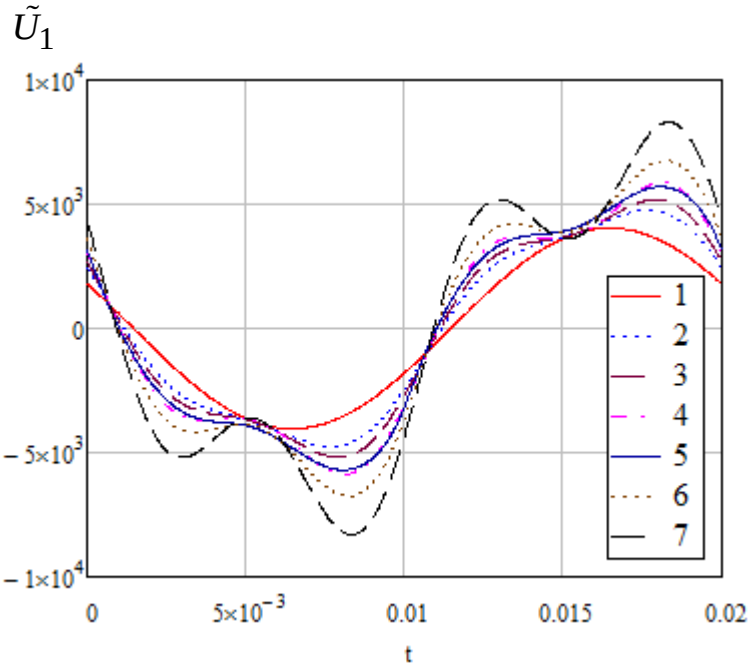


Рис. 5. Кривые напряжений на статоре в нулевом приближении

На Рис. 5 линия 1 соответствует нормальному гармоническому напряжению (вибрация отсутствует); линии 2-4 соответствуют постоянным значениям отношения $\Delta P/P_0 = 0,5$ и различным физическим моделям деформаций КС ($\sigma = 0,33; 0,7; 1$, соответственно); линии 5-7 при $\Delta P/P_0 = 1$ и $\sigma = 0,33; 0,7; 1$, соответственно.

Величина $\tilde{U}_1$ выражает $\tilde{U}_1$, выраженную в относительных единицах (по отношению к базовой гармонике).

Оценивая несинусоидальность кривой напряжения с помощью коэффициента искажения синусоидальности K_u, определяемого по аналогии с K_i:

$$K_u = \frac{\sqrt{\sum_{k=2}^{40} U_k{}^2}}{U_1} 100, \qquad (4)$$

где k – порядок гармонической составляющей напряжения; U_k- действующее значение k-ой гармоники, отн.ед.; U_1- действующее значение напряжения основной частоты, отн.ед., находим, что наибольшая несинусоидальность с $K_U = 41\,\%$ наблюдается при $\Delta P/P_0$, близких к единице, и σ порядка единицы, что является превышением предельно допустимого значения ($K_U = 12\%$) в 3,3 раза [7]. В случае абсолютно упругого контакта (модель Герца, $\sigma = 0,33$) при $\Delta P/P_0 = 0,5$: коэффициент искажения $K_U = 10\,\%$, что также является существенным отклонением, но находится в пределах нормально допустимых значений для класса напряжений 0,38 кВ и предельно допустимых значений для классов напряжений 0,38 – 20 кВ [7].

Численные результаты в следующем приближении при учете падения напряжения на двигателе приводятся на Рис.6 и 7. Здесь линия 7 соответствует нормальному гармоническому напряжению (вибрация отсутствует) и отложена по вторичной оси; линии 1-3 соответствуют значениям отношения $\Delta P/P_0 = 0,5$ и различным физическим моделям деформаций КС ($\sigma = 0,33; 0,7; 1$, соответственно); линии 4-6 отвечают $\Delta P/P_0 = 1$ и $\sigma = 0,33; 0,7; 1$, соответственно.

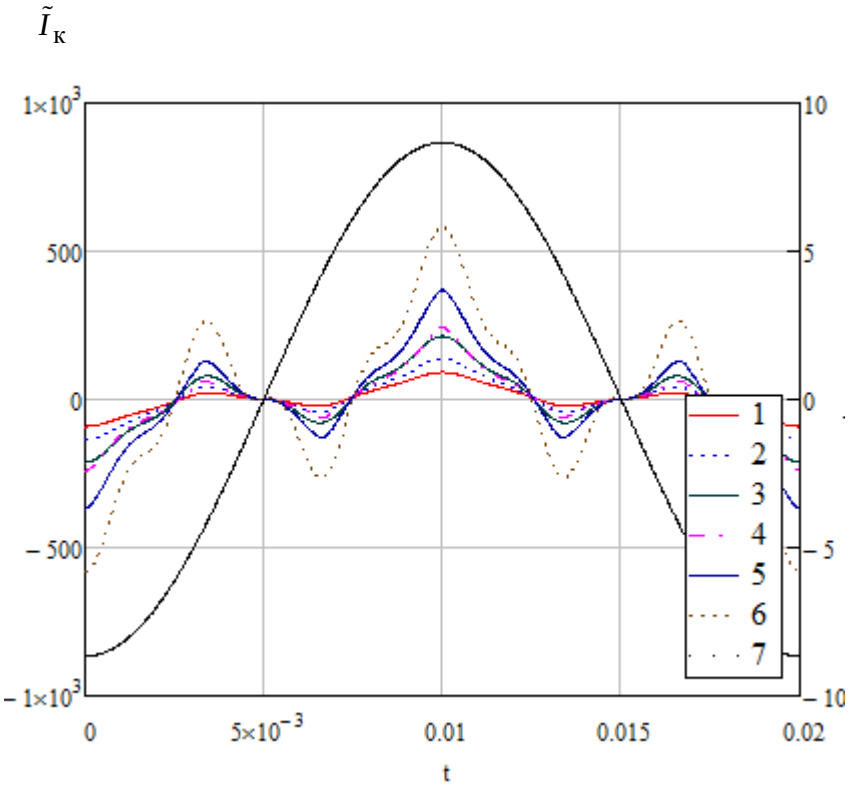


Рис.6. Ток КС и обмотки статора в первом приближении

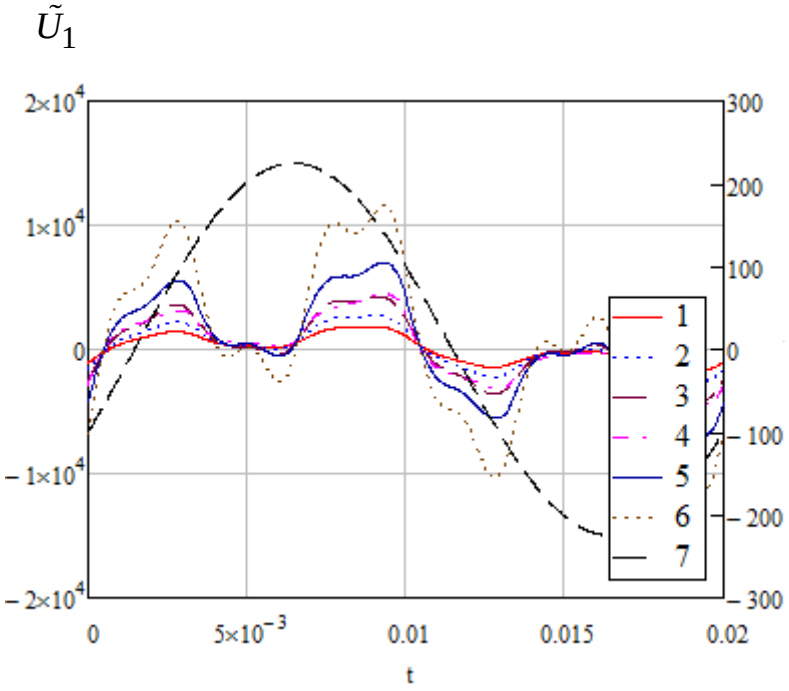


Рис.7. Напряжение на статоре асинхронного двигателя в первом приближении

2. Влияние вибрации КС на рабочие характеристики АД

Дополнительные потери активной мощности АД, обусловленные несимметрией и несинусоидальностью напряжений, не зависят от нагрузки двигателей и определяются из выражения [8]:

$$\Delta P_{AM} = \Delta P_{m1nom} K_I^{\,2} \left(2,41\varepsilon^2 + \sum_{k=2}^{\infty} U_k^{\,2} \frac{\sqrt{k} + \sqrt{k \pm 1}}{k^2} \right), \qquad (5)$$

где ΔP_{m1nom} - потери в меди статора при номинальном токе основной частоты; K_I - кратность пускового тока при номинальном напряжении основной частоты; ε - коэффициент несимметрии напряжений, равный отношению напряжения обратной последовательности к номинальному; U_k - отношение напряжения k-ой гармоники к номинальному; знак «+» под знаком корня соответствует симметричным составляющим гармоник, создающим поля вращения, встречные полю основной гармоники, а знак «-» - попутные.

Непосредственное использование (5) для расчета результирующих дополнительных потерь активной мощности в АД затруднено. В связи с этим, целесообразно получить более просто выражение для расчетов. Введем обозначение

$$k_{AM} = \frac{\Delta P_{m1ном} K_I^{\,2}}{P_н},$$

где $P_н$ - номинальная активная мощность двигателя. Так как

$$k_{AM} = \frac{r_1 K_I^{\,2}}{\cos\varphi\eta},$$

то формулу (5) можно переписать в виде:

$$\Delta P_{AM} = k_{AM}\left(2,41\varepsilon^2 + \sum_{k=2}^{\infty} U_k{}^2 \frac{\sqrt{k}+\sqrt{k\pm1}}{k^2}\right)P_n$$

Считая, что система электроснабжения симметрична, а также, согласно [9], учитывая влияние гармоник до 40-ой включительно, перепишем последнее выражение:

$$\Delta P_{AM} = k_{AM}\left(\sum_{k=2}^{40} U_k{}^2 \frac{\sqrt{k}+\sqrt{k\pm1}}{k^2}\right)P_n \qquad (6)$$

На Рис. 8 приводятся зависимости тепловых потерь АД от параметра физической модели деформаций КС (σ) при различной его вибрации

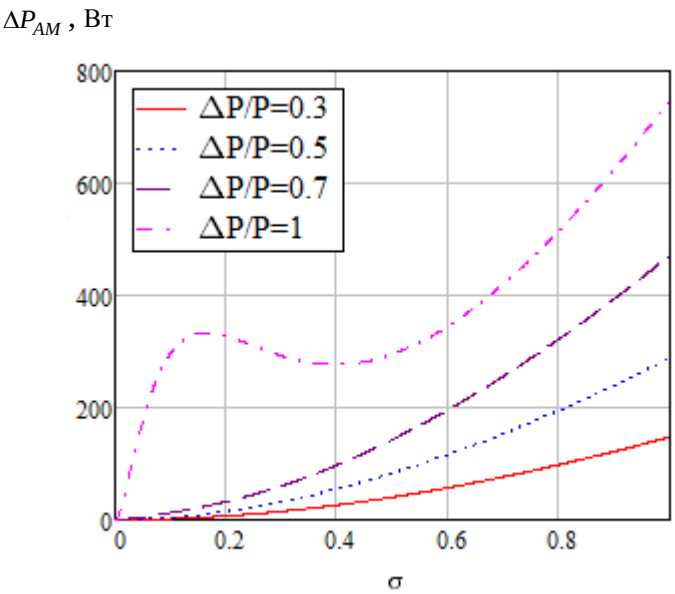


Рис.8. Зависимости тепловых потерь в АД от вибрации КС

Поскольку на срок службы изоляции обмоток существенно влияет ее рабочая температура, которая повышается при отклонениях от синусоидальности питающей сети, то представляет интерес численная оценка влияния вибрации КС на нагрев обмоток АД.

Дополнительный перегрев обмоток АД, обусловленный несинусоидальностью напряжения, вычисляется по эмпирической формуле [8]:

$$\Delta\tau = \frac{\Delta P_{m1nom} K_I{}^2}{B} \sum_{k=2}^{40} U_k{}^2 \frac{\sqrt{k}+0,39\sqrt{k\pm1}}{k^2}, \qquad (7)$$

В предположении, что используется изоляция класса А, по правилу Монтзингера [1] определяется параметр $\frac{\Delta P_{m1nom} K_I{}^2}{B}$: $\frac{\Delta P_{m1nom} K_I{}^2}{B} \approx \frac{280}{b}$, где $b = 0,0866$. Тогда получаем перегрев обмоток АД $\Delta\tau$, возникающий в результате несинусодиальности, вызываемой вибрацией КС, в зависимости от параметра физической модели σ при различной вибрации КС который показан на Рис.9.

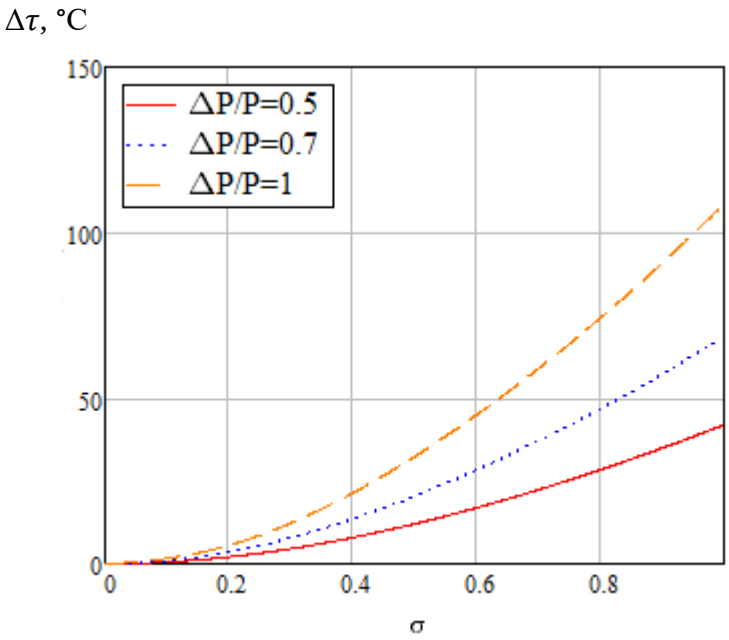


Рис.9. Перегрев обмоток АД

Локальный перегрев часто приводит к сокращению срока службы обмоток АД. Кратность снижения срока службы обмоток вычисляется по эмпирической формуле [8]:

$$\gamma = e^{b\Delta\tau} \tag{8}$$

На Рис.10 приведены зависимости $\gamma = \gamma(\sigma)$: вибрация $\frac{\Delta P}{P_0} = 0,5$ отложена по первичной оси, остальные по вторичной.

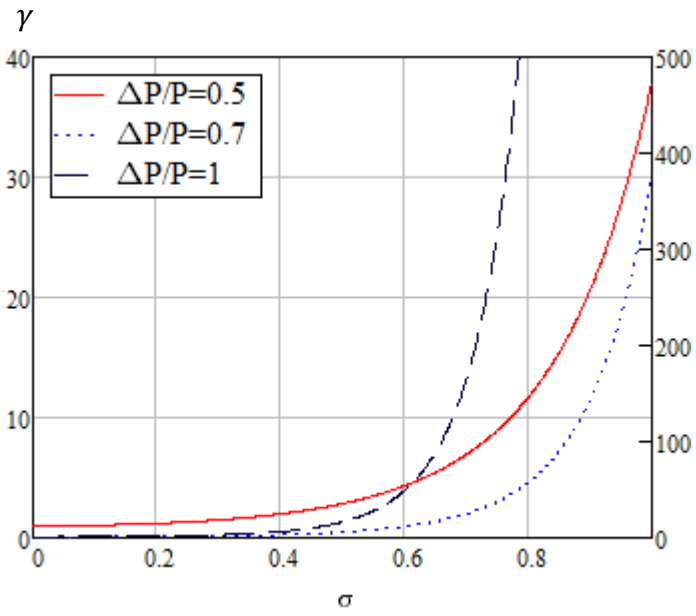


Рис.10. Кратность снижения срока службы обмоток АД при воздействии вибрации КС

Заключение

Анализ, представленный в статье, показывает, что:

1. Вибрация КС изменяет гармонический состав токов, протекающих через КС, а также приводит к перераспределению падений напряжений на участках цепи, включающей последовательно соединенные коммутирующее и коммутируемое устройства. Наиболее сильными гармониками в спектрах токов и напряжений, формируемых в результате вибрации КС, являются гармоники третьего порядка.
2. Дополнительные гармоники тока, вызванные вибрацией КС, оказывают существенное влияние как на тепловой режим работы АД, так и на состояние изоляции его рабочих обмоток. Наибольший уровень потерь наблюдается в изоляции обмоток.
3. С увеличением уровня вибрации, а также с ростом отклонений от упругости КС растет ущерб, наносимый работе машины.

Контактные соединения, через которые протекают переменные токи, являются неотъемлемыми частями любого электрического оборудования. Это оборудование, а следовательно, и входящие в его состав элементы КС могут находиться под влиянием вибрации от различных источников (отличающихся по частоте от рассмотренного), включающих также и виброактивность самого работающего двигателя, всегда имеющую место. Поэтому результаты выполненной оценки указывают на существование общего вопроса – вопроса об электромеханической совместимости электротехнических изделий и систем, содержанием которого является оценка влияния виброактивности (как внешней, так и внутренней) на совместную работу элементов, входящих в состав рассматриваемой системы.

В настоящей статье представлены результаты количественной оценки потерь в АД, связанных с высшими гармониками токов, порождаемых энергией электромеханической вибрации КС. Значения оцениваемых параметров зависят от конструкции определенного устройства. Влияние высших гармоник тока от контактного устройства на другие электрические устройства составляет предмет последующих публикаций.

Список литературы

1. Повышение качества энергии в электрических сетях: Шидловский А. К., Кузнецов В. Г. – Киев: Наук. Думка, 1985.
2. Yurij I. Sepp, Nikita M. Kosyanov ; Pavel S. Danilovich. Vibration Control of the State of Electrical Contact Connections and Quality of Products and Systems Containing them // Proceedings of 2018 IEEE International Conference "Quality Management, Transport and Information Security, Information Technologies" (IT&QM&IS). 24-28 Sept. 2018, Saint Petersburg, Russia. pp.474 – 477.
3. Rubtsov A., Sepp Yu. Alternating Current Origination from Vibration of Electrical Contacts in Switchgears // 2016 IEEE NW Russia Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering Conference (ElConRusNW). – СПб: СПБГЭТУ «ЛЭТИ», 2016 г. С. 295 – 301
4. Sepp Yu. I., Fedorov N. I. Utmost Vibration Levels Arising out of Electrodynamical Interaction Between Current-carriers// 2017 IEEE NW Russia Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering Conference (ElConRusNW), 2017, p.154.
5. Сепп Ю.И., Федоров Н.И. Определение потоков колебательной энергии от электродинамических взаимодействий в системах с токопроводящими элементами // Завалишинские чтения’18: сб. докл. / СПб.: ГУАП, 2018. С. 154-159
6. Yurij I. Sepp, Nikita M. Kosyanov; Pavel S. Danilovich. Affect of contact connection on vibration associated with the electromagnetic interaction of conductors with currents // Proceedings of 2018 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (EIConRus). 29 Jan.-1 Feb. 2018, 2018, Saint Petersburg, Russia. pp. 504 – 509.
7. Залесский А.М. Электрические аппараты высокого напряжения. М., Госэнергоиздат, 1957.

8. Исследование влияния несимметрии и несинусоидальности напряжения на работу асинхронных двигателей/А. Л. Церазов, Н. И. Якименко. - Москва; Ленинград: Госэнергоиздат, 1963. - 120 с.: ил.

9. ГОСТ 32144-2013 «Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения»

УДК 624.131.51
OECD 01.05.LE

К вопросу о качественном анализе уровня вибрационного воздействия на территории Васильевского острова Санкт-Петербурга

Изотова В.А.[1*]
[1]Аспирант, Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Развитие городских территорий сопровождается ростом динамических нагрузок. Это усложняет задачу прогноза динамической неустойчивости грунтов, поскольку требует не только точной количественной оценки нагрузок, но и их достоверного моделирования при изучении физико-механических свойств грунтов.

Вибрационное воздействие от автотранспорта оказывает негативное влияние на состояние строительных конструкций и фундаментов существующих зданий и, как правило, ухудшает свойства грунтов. Таким образом, проведение оценки и анализа такого рода воздействия на грунты в условиях сложившейся застройки является актуальной задачей.

Для снижения вибрационного воздействия необходимо проводить ряд мероприятий. Для того, чтобы эти мероприятия были эффективны, следует изучать источники вибраций, анализировать параметры вибрационного воздействия, проводить мониторинг динамических нагрузок.

В статье описаны основные виды источников вибраций на территории исследуемой территории, приведен качественный анализ уровня вибрационной нагрузки, представлена карта-схема районирования по уровню вибрационной нагрузке.

Ключевые слова: вибрация, виброускорение, техногенное воздействие, районирование, источники вибрации.

The question about the qualitative analysis of the impact vibration level on Vasilyevsky Island of St.Petersburg

Izotova V.A.[1]*
[1]Postgraduate Student, Saint-Petersburg Mining university, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The development of urban areas is accompanied by an increase in dynamic loads. This complicates the task of predicting the dynamic instability of soils, since it requires not only an accurate quantitative assessment of loads, but also their reliable modeling when studying the physical and mechanical properties of soils.

The vibration impact of transport has a negative effect on the state of the building structures and foundations of existing buildings and, as a rule, impairs the properties of the soil. Thus, the assessment and analysis of such impacts on the soil in the conditions of the existing development is an important task.

To reduce the vibration impact it is necessary to carry out a number of activities. In order for the effectiveness of these activities, it is necessary to study the sources of vibrations, analyze the parameters of the vibration impact , and monitor the dynamic loads.

The article describes the main types of vibration sources on the territory of the study area, provides a qualitative analysis of the level of vibration load, presents a map of zoning according to the level of vibration load.

Key words: vibration, acceleration, anthropogenic impact, zoning, sources of vibration.

Введение

Васильевский остров является самым большим островом в дельте реки Невы. В настоящее время территория Васильевского острова интенсивно развивается: строится большое количество многоэтажных жилых домов, транспортные развязки, в 2017 году состоялось открытие центрального участка Западного скоростного диаметра. Средняя пропускная способность всей трассы составляет 100 тысяч автомобилей в сутки. Планируется открытие станции метро «Горный институт», «Гавань», «Морской фасад».

В настоящее время около 36 % всех дорог и 49 % искусственных дорожных сооружений и берегозащитных сооружений находятся в ненормативном состоянии. Отмечается быстрый износ верхнего слоя асфальтобетонных покрытий на магистральной сети дорог, вызванный высокими транспортными нагрузками и применением шипованной резины[5].

Целью исследования является проведение качественного анализа уровня вибрационного воздействия на территории Васильевского острова и выявление участков, испытывающих максимальную вибрационную нагрузку.

1. Определение основных источников вибрационного воздействия на территории Васильевского острова

Основными источниками техногенных нагрузок на территории Васильевского острова являются автомобили, метрополитен, трамвайный транспорт и работающие строительные и промышленные механизмы. Протяженность трамвайных путей на территории Васильевского острова – 3,4 км, линии метрополитена – 2,5 км, автомобильных дорог – более 45 км. По исследованиям Жигалина А.Д. транспортные источники имеют следующие характеристики динамических нагрузок (таблица 1).

Таблица 1.
Характеристика транспортных источников динамических нагрузок [1]

Источник	**Характеристики**			
	Основная частота, Гц	**Виброскорость частиц грунта, дБ**	**Виброускорение частиц грунта, дБ**	**Зона действия, м**
Автомагистраль	10-20	40-65	До 31	40-100
Метрополитен	30-60	75-135	90-135	60-120
Трамвай	20-45	90-130	56-103	150-300

Отсюда видно, что наиболее существенными источником вибрации на территории городских агломераций, а именно на территории Васильевского острова, являются движущиеся транспортные средства, в первую очередь рельсовый транспорт.

2. Геологическое строение территории Васильевского острова

Верхняя часть геологического разреза Васильевского острова представлена слабыми дисперсными грунтами, которые подвергаются воздействию динамических нагрузок на глубину до 10-15 м, оказывая влияние на область взаимодействия зданий и геологической среды.

По данным предыдущих исследований известно, что на территории Васильевского острова на глубине 4 м от поверхности, залегают современные техногенные отложения, в виде насыпного грунта – песчано-гравийной смеси с преобладанием песков разной крупности, с растительными остатками, местами заторфованные.

Под насыпным грунтом находится толща порядка 8 м. Она состоит из озерно-морских (литориновых) отложений представленных песками пылеватыми и средней

крупности, средней плотности и плотными. Современные озерно-морские литориновые отложения (m,l H) имеют мощность от 3-5 м до 12- 20 м, реже более 20 м. В этих грунтах отмечается присутствие органических остатков, в толще обнаруживаются слои погребенных торфяников. К морским отложениям приурочен водоносный горизонт, при этом водовмещающими грунтами служат мелкие либо тонкие пески пылеватые серого цвета. Водонасыщенные литориновые пески под действием незначительного гидродинамического давления легко переходят в плывуны. На глубине от 12 до 20 м, залегают слабые суглинки текучей консистенции.

Ниже, на глубине до 60 м, расположены озерно-ледниковые и ледниковые отложения, представленные суглинками текучей и текучепластичной консистенции, супесями от пластичной до полутвердой консистенции, с включениями гравия, гальки и валунов. На глубине более 60 м от поверхности, расположены верхнепротерозойские отложения - глины полутвердой и твердой консистенции. Среднегодовой уровень грунтовых вод расположен на глубине около 2 м [1].

3. Качественный анализ уровня вибрационного воздействия

Для качественной оценки вибрационного воздействия использовался способ поквадратной оценки территорий. Для этого территория Васильевского острова разбивается на квадраты (250*250 м) и в пределах каждого из них определяются параметры, характеризующие рассматриваемое воздействие (рис. 1). На рисунке представлена картосхема вибрационного поля Васильевского острова. В качестве нормирующей единицы принят квадрат со стороной 250 м. Конечная оценка выполнена с учетом суммирования вибрационного воздействия от различных источников для каждого квадрата. Участки, где отсутствует влияние выделенных факторов, рассматриваются как без вибрационного воздействия. Для зон, где отмечено воздействие одного фактора – низкий уровень воздействия; два – средний уровень; три – высокий.

При использовании данного метода, качественная оценка транспортного вибрационного воздействия показала, что значительная часть территории Васильевского острова является областью с отсутствием вибрационного воздействия (62%). 1% территории Васильевского острова испытывают высокие уровнем вибрационного воздействия. Участки, характеризующиеся средним уровнем вибрационного воздействия, занимают 8% всей территории острова и не формируют единой области. На отдельных участках (29% от общей площади) вибрационное воздействие имеет низкий уровень.

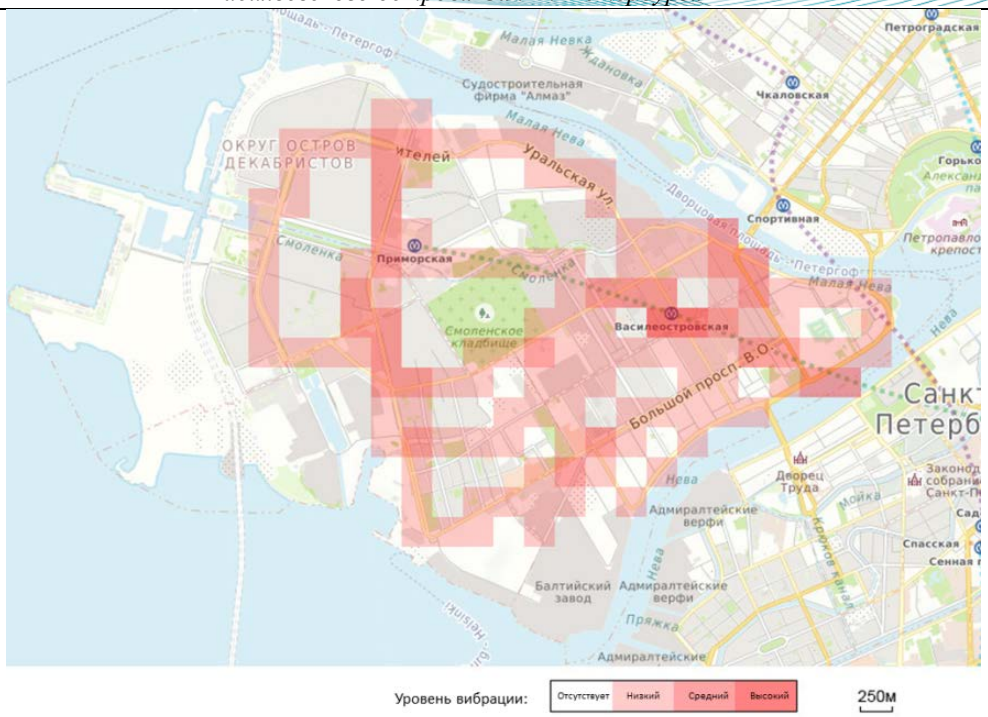


Рис.1. Карта-схема вибрационного поля Васильевского острова

Выводы

Обобщая данные качественного анализа, проведенных ранее замеров вибраций [4], был выявлены участки с высоким и средним уровнем воздействия, три и два источника воздействия соответственно, где необходимо производить учет вибрационного воздействия на грунты. Считается, что при значениях виброскорости 124 дБ возможно уплотнение водонасыщенных песков [3]. На исследуемой территории такого значения виброскорость достигает на пересечении 6 и 7 линий и Среднего проспекта.

После совмещения геологической карты и схемы районирования по уровню вибрационной нагрузки было выявлено, что наибольшее воздействие приходится на озерно-морские литориновые отложения, сложенные песками и супесями, и озерно-ледниковые отложения, представленные глинами и суглинками.

В дальнейшем, будут проведены исследования этих грунтов с целью определения их динамических свойств.

Список литературы

1. Дашко Р.Э., Александрова О.Ю. и др. Особенности инженерно-геологических условий Санкт-Петербурга// Развитие городов и геотехническое строительство. Выпуск №1-2011.

2. Жигалин А.Д. Техногенные физические поля и их роль в изменении геологической среды городов // Гидрогеологические и инженерно геологические условия территории городов - М.: Наука, 1989.

3. Жигалин А.Д., Локшин Г.П. Формирование вибрационного поля в геологической среде // Инженерная геология - № 6, 1991 – с. 110-120.

4. Жигалин А.Д., Локшин Г.П., Просунцова Н.С. Опыт количественной оценки техногенного воздействия на геологическую среду // Инженерная геология - № 1, 1990 – с. 79-83.

5. Изотова В.А. Вопрос о районировании территории Васильевского острова Санкт-Петербурга по реакции грунтов к вибрационным нагрузкам/В.А. Изотова//Сборник

научных трудов по материалам XI Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, том III. Пермь, 2018.

6. Постановление правительства о государственной программе Санкт-Петербурга «Развитие транспортной системы Санкт-Петербурга» от 30 июня 2014 года №552 (с изменениями на 4 декабря 2018 года».

УДК 628.517.2
OECD 01.03.AA

Разработка и внедрение мероприятий по снижению уровня шума на рабочих местах методом звукоизоляции

Суфиянова М.А[1], Волохина А.Т[2]
[1]Студент, РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М.Губкина, г. Москва, Россия
[2]Доцент, д.т.н., РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М.Губкина, г. Москва, Россия

Аннотация

На сегодняшний день ООО «Климовский трубный завод» является одним из крупных предприятий в своей отрасли. Ежегодно завод выпускает более 60 тыс. тонн готовой продукции, что показывает масштабность работы предприятия. Около 870 человек подвергаются вредным и опасным факторам, имеющимися на заводе. Большинство работников подвергаются вредному воздействию повышенного уровня шума.

На основе проведенного расчета снижения уровня шума методом звукоизоляции разработаны мероприятия по улучшению условий труда на рабочих местах цеха по производству гладкой трубы, а именно, проектирование и возведение изолирующей кабины для персонала

Для разработки изолирующей кабины были выполнены следующие задачи: рассмотрены характеристики опасного производственного фактора - шума, проделан расчет параметров изолирующей кабины, дана экономическая оценка реализации мероприятий по снижению уровня шума.

Ключевые слова: вредный производственный фактор, опасный производственный фактор, шум, изолирующая кабинка, труд.

Development and implementation of measures to reduce the noise level at the enterprises of the pipe production of the oil and gas complex using noise insulation method

Sufiyanova M.A.[1] , Volokhina A.T.[2]
[1.] Student, National University of Oil and Gas «Gubkin University», Moscow, Russia
[2] Assistant professor, Candidate of Technical Sciences, National University of Oil and Gas «Gubkin University», Moscow, Russia

Abstract

Today, Klimovsky Pipe Plant LLC is one of the largest enterprises in its industry. The plant annually produces more than 60 thousand tons of finished products, which shows the scale of the enterprise's work. About 870 people are exposed to harmful and dangerous factors at the plant. Most workers are exposed to harmful noise levels.

To implement the sound insulation method, an insulating cabin for personnel was installed at the plant.

To develop an insulating cabin, the following tasks were performed: the characteristics of the hazardous production factor — noise were considered; the parameters of the insulating cabin were calculated; an economic assessment was given of the implementation of measures to reduce noise.

Keywords: harmful production factor, hazardous production factor, noise, insulating booth, labor.

Введение

Шумом называют любые звуки, мешающие восприятию полезных звуков или нарушающие тишину, а также звуки, оказывающие вредное или раздражающее действие на организм человека[1].

Физиологически шум определяется ощущением, создаваемым в органах слуха. Диапазон колебаний, распространяющихся в воздухе и воспринимаемых ухом человека, находится в пределах от 16 Гц до 20000 Гц. Эти границы неодинаковы у разных людей и зависят от возраста и состояния слухового аппарата. Звуки с частотой ниже 16 Гц называются инфразвуками, с частотой выше 20000 Гц – ультразвуками.

Вредное действие на организм человека вызывают как абсолютная тишина так и излишне громкие звуки. Длительное воздействие интенсивного шума на организм человека приводит к снижению его работоспособности и может вызвать изменения в нормальном функционировании его систем и органов. Шум поражает центральную нервную систему, замедляет процесс пищеварения, оказывает влияние на ритм сердечных сокращений, приводит к тугоухости и потере слуха.

В результате действия шума снижается умственная работоспособность, внимание, чувствительность зрения и нарушается нормальное цветовосприятие, а также увеличивается время реакции, появляется преждевременное утомление [2].

1. Результаты измерений уровня шума на рабочих местах персонала цеха по производству гладкой трубы

В данном исследовании для оценки уровня шума были рассмотрены рабочие места четырех категорий работников цеха по производству гладкой трубы: начальника смены, наладчика автоматических линий и агрегатных станков, старшего оператора экструзионной линии, оператора экструзионной линии (рисунок 1).

Рис. 1. Цех по производству гладкой трубы

У начальника смены рабочей зоной является пульт управления экструзионной линией, где данный работник находится 100 % своего рабочего времени

Рабочей зоной наладчика автоматических линий и агрегатных станков являются экструзионная линия, где он проводит 70 % времени и приемно-намоточное устройство готовой продукции, где он выполняет свои производственные функции в течении 10 % времени.

У старшего оператора экструзионной линии и оператора экструзионной линии рабочие зоны совпадают: пульт управления экструзионной линии – время нахождения 75%, оросительная ванна экструдера – время нахождения 5%.

Рассмотрев источники шума в каждой рабочей зоне, в рамках специальной оценки условий труда были произведены замеры уровней звукового давления и определены эквивалентные уровни звука на рассматриваемых рабочих местах (таблица 1).

Таблица 1

Результаты измерения уровня шума на рабочих местах цеха

№ п/п	**Профессия/ должность работника/ рабочая зона**	**Фактич. уровень звука, дБА**	**Время воздействия, %**	**Эквивалентный уровень звука, дБА**	**ПДУ эквивалентного уровня звука, дБА**	**Класс (подкласс) условий труда**
1	начальник смены					
	экструзионная линия: пульт управления	87	80	86	80	3.2
2	наладчик автоматических линий и агрегатных станков					
	экструзионная линия	87	70	86	80	3.2
	приемно – намоточное устройство готовой продукции	82	10			
3	старший оператор экструзионной линии					
	экструзионная линия: пульт управления	86	75	87	80	3.2
	оросительная ванна экструдера	92	5			
4	оператор экструзионной линии					
	экструзионная линия: пульт управления	87	75	87	80	3.2
	оросительная ванна экструдера	90	5			

Исходя из полученных данных, мы видим, что уровень шума на рабочих местах превышает предельно допустимый и составляет от 86 и до 87 дБА, что соответствует классу условия 3,2 (вредный класс условия труда). Поэтому требуется

выплата компенсаций работникам цеха или необходима разработка и реализация мероприятий по снижению уровня шума на рабочих местах.

2. Результаты расчета снижения шума в цехе по производству гладкой трубы методом звукоизоляции

Основными способами защиты от шума являются применение средств и методов коллективной защиты. Одним из них является метод звукоизоляции, направленный на проектирование и установку в цехе звукоизолирующей кабины (Рис. 2).

Рис. 2. Изолирующая кабина для персонала цеха

Размеры производственного помещения цеха по производству гладкой трубы дают возможность расположить внутри цеха, исходя из количества смен и занятых работников в эти смены – 4 смены по 8 человек, две идентичных изолированных кабины со следующими параметрами: ширина 1,8 м, длина 3,8 м, высота 3 м.

Для обеспечения звукоизоляции, изнутри каждую кабину облицовываем матами из плит АГП, гипсовых, размер 810х810, с заполнением из минеральной ваты, перфорация по квадрату 13%, диаметр 4 мм. Средняя плотность звукопоглощающего материала $\rho_{ср}$=80 кг/м^3. Толщина слоя звукопоглощающего материала h=20 мм. Установку производим с обеспечением воздушного зазора между корпусом и звукоизоляционным материалом в 50 мм.

Требуемую частотную характеристику изоляции воздушного шума $R_{тр}$ в дБ ограждающими конструкциями кабин наблюдения определяем по формуле [3]:

$$R_{тр,i} = L_{ф} - 10 \lg B_{п} + 10 \lg S_{огр} - L_{доп} \quad (1)$$

где, $L_{ф}$ – октавный уровень фактического звукового давления в незащищаемом от шума помещении в дБ, определяемый, в данном случае, опытным путем – произведением замеров частотных уровней звукового давления (Таблица 1);

$B_{п}$ – постоянная защищаемого от шума помещения в м^2;

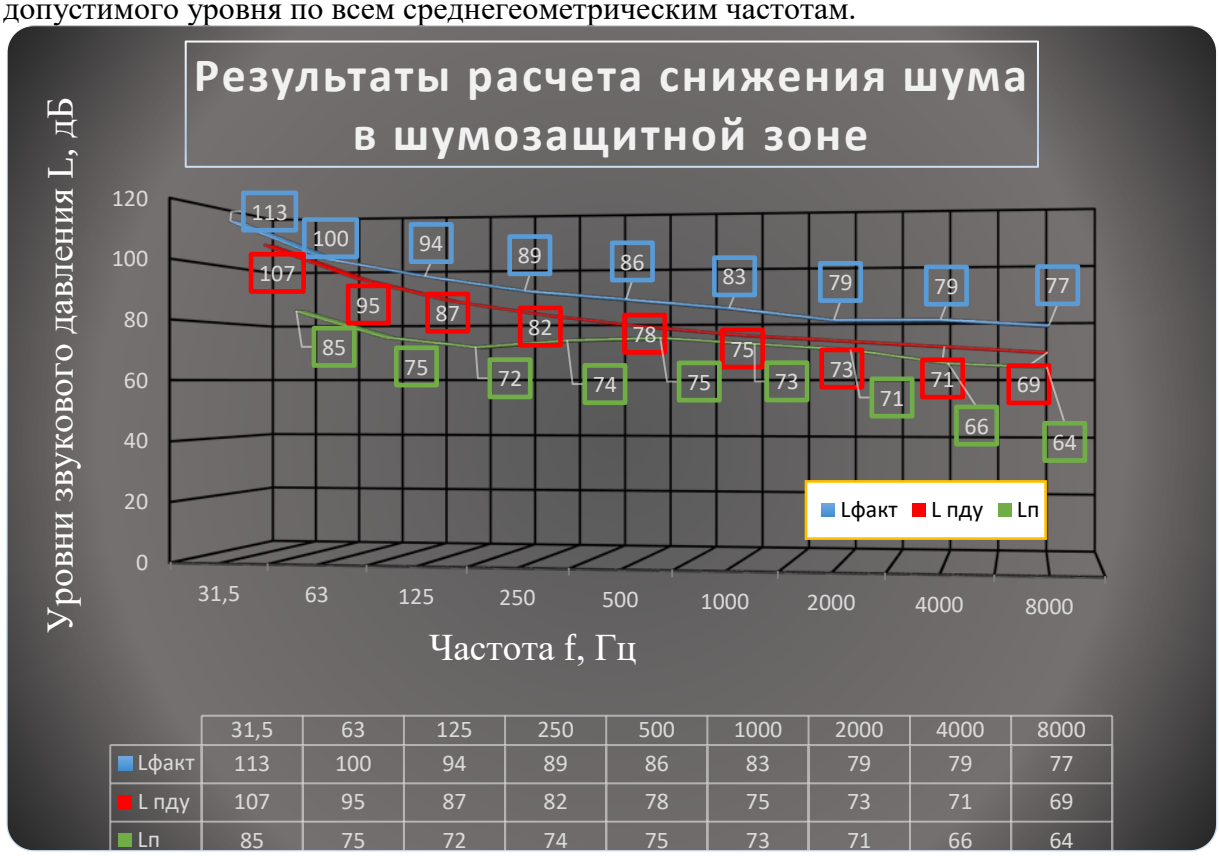
$S_{огр}$ - площадь ограждающей конструкции (или отдельного ее элемента), через которую проникает шум в защищаемое от шума помещение, в м^2;

$L_{доп}$ - допустимый октавный уровень звукового давления в дБ в защищаемом от шума помещении, определяемый согласно приказу Минтруда России от 24 января 2014г.№33н (Таблица 1).

Определив требуемую частотную характеристику $R_{тр,i}$ вычислена величина полученных звуковых давлений $L_п$ по формуле (2) по среднегеометрическим частотам:

$$L_{п,i} = L_{ф,i} - R_{тр,i} \quad (2)$$

Результаты расчета представлены в виде графика на рисунке 3, согласно которому уровень шума $L_п$ в изолирующей кабине не превышает предельного допустимого уровня по всем среднегеометрическим частотам.



	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Lфакт	113	100	94	89	86	83	79	79	77
L пду	107	95	87	82	78	75	73	71	69
Lп	85	75	72	74	75	73	71	66	64

Рис. 3. Расчетный уровень шума в изолирующей кабине

После реализации проекта (возведения изолирующей кабины) была проведена внеплановая специальная оценка условий труда, результаты которой представлены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты измерения уровня шума на рабочих местах цеха в рамках внеплановой специальной оценки условий труда

№ п/п	**Профессия/ должность работника/ рабочая зона**	**Фактич. уровень звука, дБА**	**Время воздействия, %**	**Эквивалентный уровень звука, дБА**	**ПДУ эквивалентного уровня звука,**	**Класс (подкласс) условий труда**

					дБА	
1	Начальник смены					
	экструзионная линия: пульт управления	87	10	76	80	2
	кабина	75	70			
2	Наладчик автоматических линий и агрегатных станков					
	экструзионная линия	86	15	74	80	2
	приемно – намоточное устройство готовой продукции	82	10			
	кабина	75	55			
3	Старший оператор экструзионной линии					
	экструзионная линия: пульт управления	85	10	77	80	2
	оросительная ванна экструдера	91	5			
	кабина	75	65			
4	Оператор экструзионной линии					
	экструзионная линия: пульт управления	86	15	77	80	2
	оросительная ванна экструдера	90	5			
	кабина	75	60			

Снижение времени нахождения персонала цеха в рабочих зонах с повышенным уровнем шума привело к уменьшению эквивалентного уровня звукового давления до предельно допустимых значений.

Заключение

Оценка экономической эффективности разработанных мероприятий показала, что проект имеет положительные экономические параметры, удовлетворяющие инвестиционным критериям предприятия. Это наглядно показывает стимулирующий характер компенсационных выплат работникам за вредные условия труда, снижение затрат на которые подталкивают руководство предприятия к внедрению современных видов оборудования и материалов для улучшения условий труда.

Список литературы

1. ГОСТ 12.1.003-83. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. – М.: Стандарт, 1983. –12 с.;
2. СанПиН 2.2.4.3359-16 "Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах";
3. СНиП 23-03-2003. Защита от шума. –М.: Госстрой России, 2004. –39 с.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 628.517.2
OECD 2.07

Результаты акустического обследования промышленного предприятия при сбросе влажного пара в атмосферу с анализом основных особенностей генерации шума

Фоменко К.С. [1], Чугунков Д.В. [2], Сейфельмлюкова Г.А.[3]
[1] Аспирант, Федерального бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
[2] Доцент, Федерального бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
[3] Научный сотрудник, Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

Аннотация

В настоящей работе рассматривается проблема акустического воздействия от промышленного объекта при сбросе влажного пара в атмосферу. Инфраструктура данного предприятия включает теплоэлектроцентраль (ТЭЦ), которая отпускает пар для нужд производства картона. В периоды планового ремонта оборудования предприятия, а также при возникновении аварийных ситуаций происходит сброс пара в атмосферу от турбины типа АПР-6-1(5) «КТЗ» в течение продолжительного времени. В результате возникает чрезмерное воздействие шума на территорию предприятия и окружающий жилой район. Приведены результаты акустического обследования промышленного предприятия при сбросе влажного пара в атмосферу и отмечены особенности генерации шума. По результатам акустического обследования установлено, что превышение санитарных норм по фактору шума составляет до 26 дБА, что обуславливает необходимость применение высокоэффективных мер по шумоглушению. Показано, что учёт свойств среды влажно пара позволит увеличить акустическую эффективность применения шумоглушителей.

Ключевые слова: шум, глушитель шума, акустическая эффективность, жилой район, акустические измерения, теплоэлектроцентраль.

Results of the acoustic survey of the industrial enterprise during the discharge of wet steam into the atmosphere with the analysis of the main features of noise generation

Fomenko K.S.[1], Chugunkov D.V.[2], Seyfelmlyukova G.A.[3]
[1] PhD student, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russia
[2] Associate professor, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russia
[3] Research Scientist, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow, Russia

Abstract

In this paper we consider the problem of acoustic impact from an industrial facility during the discharge of wet steam into the atmosphere. The infrastructure of this factory includes a cogeneration plant, which supplies steam for the needs of cardboard production. During the period of scheduled equipment maintenance at the factory or emergency event, steam is discharged into the atmosphere from the turbineAPR-6-1(5) " Kaluga turbine plant " for a long time. As a result, there is an excessive impact of noise on the territory of the enterprise and the surround-

Автор корреспондент: fomenkoks@mpei.ru (Фоменко К.С.)

ing residential area. The results of an acoustic survey of an industrial enterprise during the discharge of wet steam into the atmosphere are presented and the features of noise generation are noted. According to the results of the acoustic survey, the excess of sanitary standards for the noise factor up to 26 dB(A) was established, which necessitates the use of highly effective measures for noise attenuation. Shown that taking into account properties of the wet steam will increase the acoustic efficiency of silencers.

Key words: *noise, silencer, acoustic efficiency, residential area, acoustic measurements, heating power plant.*

Введение

На большинстве промышленных предприятий для производства продукции (картона, мясомолочной продукции, машиностроения и др.) в технологическом процессе требуется водяной пар соответствующих параметров. Как правило, на крупных предприятиях для этих целей имеется собственная ТЭЦ, обеспечивающая электроэнергией и паром производственный цикл производства, а также, отпускающая тепло для нужд теплоснабжения административных зданий, производственных помещений и сторонних потребителей, включая ближайшие жилые районы. При возникновении аварийных ситуаций на производстве, либо при проведении плановых ремонтных работ, вырабатываемый пар на ТЭЦ сбрасывается в атмосферу через сбросные трубопроводы главных предохранительных клапанов (ГПК) котлов и отборов турбин. При этом, сброс пара может вестись в течение нескольких часов, поскольку, из-за технико-экономических соображений оборудование ТЭЦ не прекращает свою работу (пуско-остановочные работы являются достаточно затратными). Процесс сброса пара в атмосферу сопровождается сильным шумом [1-4], который превышает санитарные нормы на территории самого промышленного предприятия, а также чрезмерно воздействует на большую площадь окружающего жилого района.

Для снижения шума выбросов пара применяют различные глушители шума, расчёт и выбор конструкций которых зависит, в основном, от параметров сбрасываемого пара (давление, температура, расход), а также от типа предохранительных клапанов или сбросных задвижек. В ряде случаев, в технологических процессах на производстве, используется влажный водяной пар, который обладает акустическими свойствами по ослаблению звуковых волн [5-9]. Использование данных свойств в конструкциях глушителей шума может существенного увеличить их акустическую эффективность без существенного увеличения массогабаритных характеристик.

1. Описание объекта исследования

Исследуемый объект – градообразующее промышленное предприятие по производству картона полного цикла, использующее для обеспечения потребностей в тепловой и электрической энергией собственную ТЭЦ. По всему периметру предприятия расположена плотно граничащая жилая застройка. График производства картона на данном предприятии не предусматривает простой оборудования, за исключением плановых или аварийных остановов. Отпуск тепловой энергии в виде пара требуемых параметров и электрической энергии для нужд производства обеспечивает ТЭЦ с помощью двух паровых турбин с противодавлением – АПР-6-1(5) и АПР-6-1(10) производства «КТЗ». В постоянной эксплуатации находится паровая турбина АПР-6-1(5), обеспечивающая номинальное давление пара в отборе 6 ата, вторая турбина является резервной.

Линии производства на исследуемом объекте, требующие водяной пар для функционирования технологического процесса, при плановых и аварийных остановах влияют на цикл выработки тепловой и электрической энергии на ТЭЦ. Таким образом, после отключения подачи пара на производство резко возрастает давление в системе паропроводов ТЭЦ, единственное решение, ведущее к стабилизации давления в системе – сброс пара в атмосферу.

Согласно данным, полученным на ТЭЦ, параметры сбрасываемого пара в отборе турбины следующие: давление – 1,2 кгс/см^2, температура – 160 °С, максимальный расход – 30 т/ч. Движение пара по системе сбросных паропроводов ведёт к снижению его термодинамических параметров (давления и температуры). В связи с этим, для рассматриваемого случая сбрасываемый пар на выходе в атмосферу становится влажным. На продолжительность сброса пара влияет множество факторов – от времени года до состава включенного тепломеханического оборудования в работу, а также последствий при возникновении аварийной ситуации.

Выброс пара в атмосферу осуществляется через установленное на кровле котельного цеха ТЭЦ сбросное устройство с закручиванием потока пара, проходящего через ряд перфорированных решёток (Рис.1).

Рис. 1. Существующая конструкция устройства сброса пара:

1 – сбросной трубопровод; 2 – система закручивания потока пара;3 – выхлоп в атмосферу

2. Методика акустических измерений

Исследования шумового воздействия выброса пара через существующее устройство на селитебную территорию проводились согласно действующим требованиям ГОСТ 23337-2014 [10].

Контрольные точки (КТ) выбирались на территориях, непосредственно прилегающих к жилым домам по периметру исследуемого объекта, на расстоянии 2 м от ограждающих границ зданий, на высоте 1,5 м от уровня поверхности земли, в 4 направлениях основных сторон света (С, Ю, З, В) и в 4 промежуточных направлениях (СВ, ЮВ, ЮЗ, СЗ). Описанный способ выбора КТ наиболее информативен для получения максимально полного представления о шумовой обстановке на селитебной территории.

Также проводились измерения уровней шума на кровле котельного цеха – в 2 м от устройства сброса пара.

Измеряемые параметры: уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в диапазоне от 31,5 до 8000 Гц и уровень звука, дБА.

Процесс проведения измерений был согласован с персоналом ТЭЦ и руководством предприятия, что позволило обеспечить максимальный расход сбрасываемого пара и его номинальные термодинамические параметры в течение всего периода проведения обследования. Подобная кооперация позволила получить наиболее достоверные результаты с минимальными погрешностями.

3. Анализ результатов обследования и работы существующего сбросного устройства

Обработка результатов полученных измерений выявила КТ с наибольшим превышением допустимых норм согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [11] в окружающем жилом районе, данные приведены в табл.1.

Таблица 1

Шумовое воздействие предприятия при сбросе влажного пара в атмосферу

Наименование	**Уровень звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровень звука, дБА**
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
КТ на территории жилого районе на расстоянии 120 м от места сброса пара	71,8	68,6	67,9	66,0	63,9	66,0	65,8	62,2	50,2	71,0
Превышение	-	1,6	10,9	17,0	19,9	26,0	28,8	27,2	17,2	26,0
КТ на производственной территории на расстоянии 2 м от места сброса пара	99,9	102,3	98,2	96,3	94,6	94,1	97,0	90,8	84,0	101,1
Превышение	-	7,3	11,2	14,3	16,6	19,1	24,0	19,8	15,0	21,1

КТ в жилом районе на расстоянии 120 м от места сброса пара, являющаяся наиболее опасной, характеризуется следующими особенностями:

- минимальное расстояния до источника шума;
- отсутствие препятствий на пути распространения шумового излучения;
- источник шума находится в прямой видимости.

Остальные КТ в жилом районе также показали превышение, но уже с меньшими значениями, причиной тому бо̀льшее расстояния от источника до КТ и наличие препятствий на пути распространения (здания самого предприятия, малоэтажная застройка селитебной территории, насаждения деревьев и пр.).

Таким образом, полученные показания являются опорными для разработки мер по шумоглушению.

Проведенные расчёты течения потока пара на линии сбрасываемого пара после турбины с противодавлением АПР-6-1(5) показали, что основная генерация шума связана с высокоскоростным турбулентным потоком пара на выходе сбросной задвижки, поскольку на срезе выхлопного трубопровода скорость потока существенно меньше и ниже соответствующее образование шума паровой струёй. При этом, установленное сбросное устройство (Рис.1) не способствует снижению шума турбулентного потока пара за сброс-

ной задвижкой, а наоборот, усиливает его из-за тангенциального подвода пара, который на входе в устройство со скоростью около 130 м/с натекает на стенки корпуса из тонколистового металла без облицовки звукопоглощающим материалом, что вызывает вибрацию и дребезжание корпуса с генерацией низкочастотного шума, сравнимого со звуком удара в барабаны и колокол.

4. Основные аспекты по снижению шумового воздействия выброса влажного пара на энергетических объектах

Решения по снижению шума выброса пара на объектах энергетики, как правило, носят комплексный характер и связаны, в первую очередь, с необходимостью демонтажа существующих сбросных устройств или малоэффективных глушителей шума. Дальнейшие мероприятия основаны на применении специальных конструкций глушителей шума [12, 13], которые должны отвечать следующим требованиям:

- учитывать особенности генерации шума выбросами пара в зависимости от параметров сбрасываемой среды;
- обеспечивать требуемое снижение уровня шума;
- иметь умеренное гидравлическое сопротивление;
- иметь легкость монтажа в условиях установки на конкретном объекте;
- надежно эксплуатироваться в течение всего срока эксплуатации с учетом климатических особенностей расположения объекта;
- иметь умеренные капитальные затраты и массогабаритные характеристики.

С учётом вышеизложенных требований решение поставленной задачи в большинстве случаев возможно добиться индивидуальным проектированием и производством специализированных конструкций глушителей шума.

Одним из важных аспектов, при разработке устройств по снижению шума, является возможность использования акустических свойств влажного пара при сбросах в атмосферу на промышленных предприятиях.

Влажный пар – это равновесная смесь, состоящая из паровой и жидкой фаз. Жидкость в данной среде находится в виде мелкодисперсных частиц, массовая доля которых зависит от степени сухости $\boldsymbol{x}$ влажного пара [14]. Степень сухости $\boldsymbol{x}$ влажного пара изменяется в пределах от 0 – кипящая жидкость до 1 – сухой насыщенный пар.

Наличие мелкодисперсных частиц воды способствует уменьшению звуковой энергии [5-9] и определяет акустические свойства влажного пара. В связи с этим, дополнительным эффектом, при разработке устройств по снижению шума выброса влажного пара, может являться способность самой среды уменьшать воздействие шума. Данная способность может быть реализована в конструкциях глушителей шума, например, в виде специального устройства выхлопа, когда сбрасываемый влажный пар равномерно «окутывает» выходное сечение глушителя шума.

Для исследования дополнительного акустического эффекта, при сбросах влажного пара в атмосферу, авторами был проведен анализ испытаний существующего глушителя шума выброса пара, установленного на крупном промышленном предприятии. Рассматриваемый глушитель шума установлен на открытом воздухе и обеспечивает сброс пара с избыточным давлением насыщения до сбросной задвижки $Рн = 16$ *ата*. Конструкция спроектирована таким образом, что при отсутствии ветра сбрасываемый пар равномерно окутывает выхлоп (рис.2), а при наличии ветра происходит сдувание облака влажного пара и открывается выходное сечение глушителя шума (Рис.3).

Таким образом, в ходе испытаний сравнивались уровни шума, полученные по результатам натурных измерений, для двух режимов сброса влажного пара – при полном «окутывании» выхлопа глушителя шума (режим «окутывания») и при открытии выходного сечения глушителя шума в результате сдувания ветром облака сбрасываемого влажного пара (режим «сдувания»). Измерения осуществлялись в условиях постоянства термодина-

мических параметров и расхода сбрасываемой среды. Сравнение результатов акустических измерений приведено на рис.4, из которого видно, что в условиях режима «окутывания» происходит существенное снижение шума по сравнение с режимом «сдувания», особенно в области средних и высоких частот. Численные значения полученной эффективности влияния акустических свойств влажного пара приведены в табл.2.

Рис. 2. Окутывание выхлопа глушителя шума сбрасываемым влажным паром

Рис. 3. Сдувание ветром облака влажного пара с выхлопа глушителя шума

Существующие глушители шума, обеспечивающие снижение шума выброса пара от котлов малой производительности, а также отборов турбин с умеренными параметрами пара характеризуются акустической эффективностью 20 – 25 дБА, поэтому прирост акустической эффективности за счёт возможности использования акустических свойств влажного пара по защите выхлопа глушителя шума, составляющий до 9,0 дБА, согласно табл. 2, является значительным дополнительным эффектом.

Таблица 2

Акустическая эффективность свойств влажного пара при полном окутывании выхлопа глушителя шума

Уровень звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									**Уровень звука, дБА**
31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
-	2,1	3,0	4,0	6,0	7,9	10,0	9,3	9,3	9,0

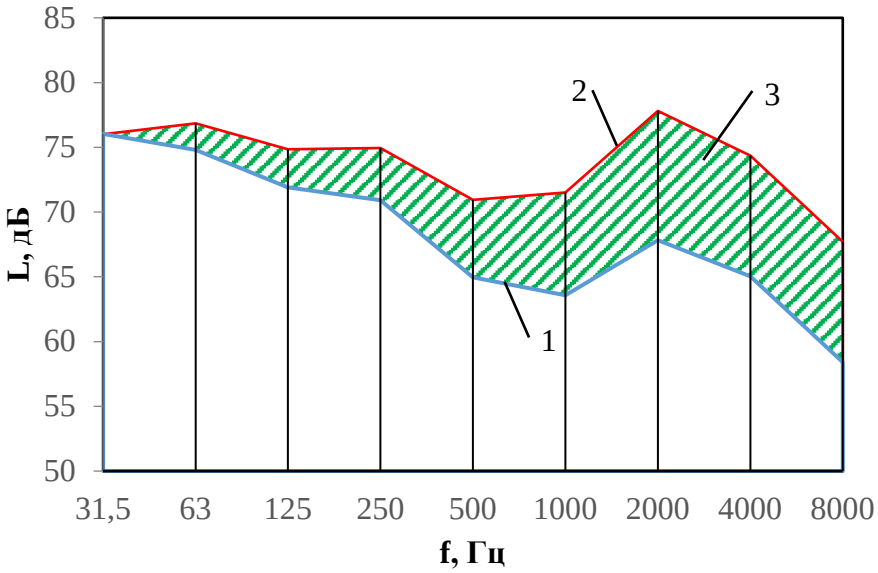


Рис. 4. Влияние акустических свойств влажного пара:
1 – режим «окутывания»; 2 - режим «сдувания»;
3 – область эффективности акустических свойств влажного пара

Стабильность влияния акустических свойств влажного пара по дополнительному снижению шума путём окутывания выхлопа глушителей шума, может быть обеспечена при условии создания ветрозащиты его выходного сечения.

Использование свойств влажного пара для получения дополнительной акустической эффективности глушителя шума возможно без существенного увеличения его массогабаритных характеристик, что является экономически привлекательной особенностью конструкции, и как следствие, снижение капитальных затрат на изготовление глушителя шума с требуемым снижением шума при отсутствии увеличения гидравлического сопротивления.

Заключение

Приведены причины выброса пара на промышленных объектах, которые являются источником превышения санитарных норм по фактору шума на территории промышленных предприятий и в окружающем жилом районе.

Представлены результаты натурных измерений шума выброса пара на предприятии по производству картона с существующем устройством сброса пара. Установлено, что максимальное превышение допустимых норм зафиксировано в ближайшем жилом районе и составляет 26 дБА. Показаны основные недостатки существующей конструкции сброса пара, которые приводят к усилению шума.

С учётом основных требований, предъявляемых к конструкциям глушителей шума, решение задачи по эффективному шумоглушению в большинстве случаев возможно добиться индивидуальным проектированием и производством специализированных конструкций глушителей шума.

Анализ акустических свойств влажного пара выявил потенциальную возможность их эффективного использования при разработке мер по шумоглушению. Проведенные исследования на устройстве сброса влажного пара с натурными замерами уровней шума показали, что при разработке специальной конструкции выхлопа глушителей шума возможно добиться «окутывания» выходного сечения облаком влажного пара, которое способствует дополнительному эффективному снижению шума в области средних и высоких частот. Установлено, что прирост акустической эффективности составляет до 9,0 дБА за счёт использования свойств самой сбрасываемой среды по защите выхлопа глушителя шума, что является значительным дополнительным эффектом. Отмечено, что стабиль-

ность данного эффекта может быть обеспечена при условии создания ветрозащиты выходного сечения глушителя шума.

Список литературы

1. Чугунков Д.В. Разработка методов расчёта и снижение шума от недорасширенных струй паровых выбросов энергетических комплексов: Дис. кан. тех. наук.– М., 2007. 118 с.

2. Чугунков Д.В. Особенности снижения шума выброса пара на объектах энергетики // Материалы IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». – Санкт-Петербург, 26-28 марта 2013 . – С. 261-271.

3. Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А. Меры по снижению шума выбросов пара на тепловых электрических станциях // Материалы V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». – Санкт-Петербург, 18-20 марта 2015 . – С. 240-247.

4. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под общ. ред. Е.Я. Юдина – М.: Машиностроение, 1985.

5. Crocker M. J., Potter R. C. Acoustic prediction methods for rocket engines, including the effects of clustered engines and deflected exhaust flow. – 1966.

6. Marble F. E., Candel S. M. Acoustic attenuation in fans and ducts by vaporization of liquid droplets //AIAA Journal. – 1975. – Т. 13. – №. 5. – С. 634-639.

7. Winkler K. W., Murphy III W. F. Acoustic velocity and attenuation in porous rocks //Rock physics and phase relations. A Handbook of physical constants. – 1995. – С. 20-34.

8. Himelblau H. et al. NASA-HDBK-7005 //Dynamic Environmental Criteria NASA Technical Handbook. – 2001. – С. 131-142.

9. Бакулев В. Л., Воробьев А. М. Снижение шума блочной сверхзвуковой струи с помощью впрыска воды //Вестник Санкт-Петербургского университета. Серия 1. Математика. Механика. Астрономия. – 2015. – Т. 2. – №. 3.

10. ГОСТ 23337-2014 «Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий».

11. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. – М.: Минздрав России, 1996. – 8 с.

12. Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. – Л.: Энергия, 1980. – 120 с.

13. ГОСТ 26279-84. Блоки энергетические для ТЭС на органическом топливе. – М.: Изд-во стандартов. 1984. – 9 с.

14. Александров А. А., Григорьев Б. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. – М.: Издательство МЭИ. 1999.

7th All-Russian Research to Practice Conference with international participation
19-21 March 2019
Saint Petersburg, Russia

УДК 534
OECD U270.11

Research on dynamic characteristics of secondary suspension system for railway vehicle based on vibration absorption principle

Chen Z.H.[1*], Yang J.Z.[2], Feng D.B.[3]
[1]Engineer, China Railway Eryuan Engineering Group CO.LTD,
610031,Chengdu, P.R. China
[2]Senior engineer, China Railway Eryuan Engineering Group CO.LTD,
610031,Chengdu, P.R. China
[3]Engineer, China Railway Eryuan Engineering Group CO.LTD,
610031,Chengdu, P.R. China

Abstract

The secondary suspension device is an important component to ensure the safe and smooth operation of railway vehicles. Based on the quasi-zero stiffness theory, a new vibration reduction principle, and multi-body dynamics theory, the vertical model of railway vehicle system with quasi-zero stiffness characteristics for secondary suspension device is established, and the vertical vibration equation of railway vehicle is deduced. On this basis, the vibration isolation characteristics of the secondary suspension device with quasi-zero stiffness system and traditional linear stiffness system are compared. The results show that the quasi-zero stiffness characteristics of secondary suspension device for railway vehicle bogies can be realized by means of parallel inclined springs with existing vertical elastic elements. Compared with the traditional linear stiffness system, the vertical dynamic response of the secondary suspended quasi-zero stiffness system is obviously reduced in time domain, and the vibration isolation effect in the low frequency range is also excellent.

Key words: railway vehicle; secondary suspension device; vibration absorption; dynamics characteristics; quasi-zero stiffness

Исследование динамических характеристик системы вторичной подвески железнодорожного транспорта на основе принципа поглощения вибрации

Chen Z. H.[1], Yang J. Z.[2], Feng D. B.[3]*
[1]Инженер, China Railway Eryuan Engineering Group CO.LTD,
610031, Чэнду, P.R. Китай
[2]Старший инженер, China Railway Eryuan Engineering Group CO.LTD,
610031, Чэнду, P.R. Китай
[3]Инженер, China Railway Eryuan Engineering Group CO.LTD,
610031, Чэнду, P.R. Китай

Аннотация

Устройство вторичной подвески является важным компонентом, обеспечивающим безопасную и бесперебойную работу железнодорожного транспорта. На основе теории квазинулевой жесткости, нового принципа снижения вибрации и теории динамики нескольких тел создана вертикальная модель системы железнодорожного транспортного средства с характеристиками квазинулевой жесткости для устройства вторичной подвески и уравнение вертикальной вибрации железнодорожного транспортного средства. На этой основе сравниваются характеристики виброизоляции вторичного подвесного устройства с системой квазинулевой жесткости и традиционной системой линейной жесткости. Результаты показывают, что квазинулевые характеристики жесткости вторичного подвесного устройства для тележек железнодорожного транспорта могут быть реализованы с помощью параллельных наклонных пружин с существующими

* Corresponding author: zhihuichan323@163.com (Chen Z.H.)

вертикальными упругими элементами. По сравнению с традиционной системой линейной жесткости, вертикальная динамическая характеристика вторичной подвесной системы квазинулевой жесткости, очевидно, уменьшается во временной области, и эффект виброизоляции в низкочастотном диапазоне также превосходен.

Ключевые слова: *железнодорожный транспорт, вторичное подвесное устройство, поглощение вибрации, динамические характеристики, квазинулевая жесткость.*

Introduction

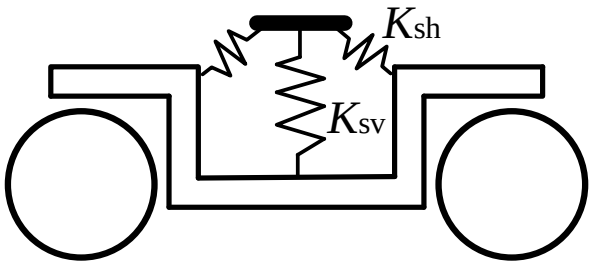
In order to ensure the sustainable development of the construction and operation level of rail transit project, modern rail transit needs to absorb innovative theories and high-tech in relevant fields while continuing technological innovation in high-speed, heavy haul and electrical aspects [1]. At present, in order to reduce the wheel-rail dynamic effect and meet the requirements of energy saving and environmental protection, lightweight design is widely adopted for rail transit vehicles. However, this inevitably intensifies the elastic vibration of the car body and reduces the running quality of the vehicle [2, 3]. As the main vibration isolation component of vehicle system, the effective design of vibration isolation performance for secondary suspension device becomes particularly important.

The theoretical basis and structural mode of quasi-zero stiffness vibration isolation technology, a typical new vibration isolation technology in low frequency range, have been developed maturely, which makes it possible to apply it to the secondary suspension system of railway vehicles. In this paper, a new type of suspended monorail railway vehicle is taken as the research object. The vertical vibration model of the vehicle with quasi-zero stiffness (QZS) of the secondary suspension system is established based on the structure of vehicle. Then the vibration isolation performance of the quasi-zero stiffness system and traditional linear stiffness system for the secondary suspension system and are compared, which is expected to provide a kind of further design for the secondary suspension device of the bogie for the railway vehicle.

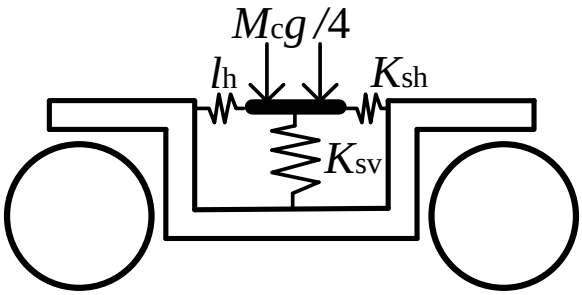
1. Secondary suspension system with quasi-zero stiffness characteristic

The secondary suspension system connecting the frame and the car body (or bolster) is mainly used to carry the weight of the vehicle and to buffer or attenuate the relative vibration between the frame and vehicle body, so as to ensure the good running safety and riding comfort of the railway vehicle. Its structure has evolved from rubber stack and high-circular spring, used in traditional locomotive and rolling stock, to air spring commonly used in modern high-speed and metro railway vehicles. The vertical stiffness characteristics of above-mentioned forms can not take into account the load-bearing capacity and vibration attenuation quality of the body of the secondary suspension system at the same time [4].

The quasi-zero stiffness vibration isolation system with high static stiffness and low dynamic stiffness can be realized by parallel connection of positive and negative stiffness elastic elements [5, 6], which is expected that the contradiction between the overall bearing capacity and vibration isolation performance of the system can be well solved. In this paper, the basic structure form of quasi-zero stiffness vibration isolation technology is adopted in the secondary suspension device of suspended monorail railway vehicle, that is, two oblique springs are connected in parallel on the basis of the existing secondary suspension device, and are arranged symmetrically between the bolster and the frame. Under the static state of the vehicle, the two oblique springs are compressed to the horizontal state, and their structure is shown in Figure 1.



(a) initial state



(b) static state

Fig. 1. Secondary suspension system with quasi-zero stiffness characteristic

In the figure, K_{sv} and K_{sh} are the linear stiffness of vertical elastic element and oblique spring respectively. l_h is the length of oblique spring when it is compressed to horizontal state, and M_c is the mass of the whole car body.

As shown in *Fig. 1*, below is the vertical force F_s of the secondary suspension system composed of the vertical elastic element and the oblique spring, when the vertical displacement between the bolster and the frame x , which is relative to the static compression state, occurs in the operation of vehicle.

$$F_s = \frac{M_c g}{4} + K_{sv}x + 2K_{sh}\left(\sqrt{l_h^2 + x^2} - kl_h\right)\cdot\frac{x}{\sqrt{l_h^2 + x^2}} \tag{1}$$

where k – the ratio of initial length of oblique spring to length when compressed to horizontal state.

Taking the derivative of equation (1) with respect to the displacement x, and the calculation formula of the overall stiffness K_{sz} of the system can be obtained.

$$K_{sz} = K_{sv} + 2K_{sh}\left[1 - kl^3\cdot(x^2 + l^2)^{-3/2}\right] \tag{2}$$

In order to achieve the quasi-zero stiffness characteristics of the seconday suspension system, the vertical overall stiffness K_{sz} of the system in the state of static compression state should be 0, that is, when x=0,

$$K_{sv} + 2K_{sh}(1 - k) = 0 \tag{3}$$

In conclusion, the vertical force F_s of quasi-zero stiffness system and traditional linear system can be expressed as follows:

$$F_S = \begin{cases} K_{sv}x_0 + K_{sz}x & \text{QZS system} \\ K_{sv}\left(x_0 + x\right) & \text{linear system} \end{cases} \tag{4}$$

where x_0 –the vertical deformation of the secondary suspension device under static compression.

2. Vetical dynamics model of railway vehicle system

Suspension monorail railway vehicle is mainly composed of car body and bogie. Its vertical dynamic model is the basis for the study of vehicle system dynamics. Therefore, based on the unique structure of this type of railway vehicle, this paper first establishes the vehicle vertical dynamic model, as shown in *Fig. 2*, and the symbol description in the figure is shown in Table 1.

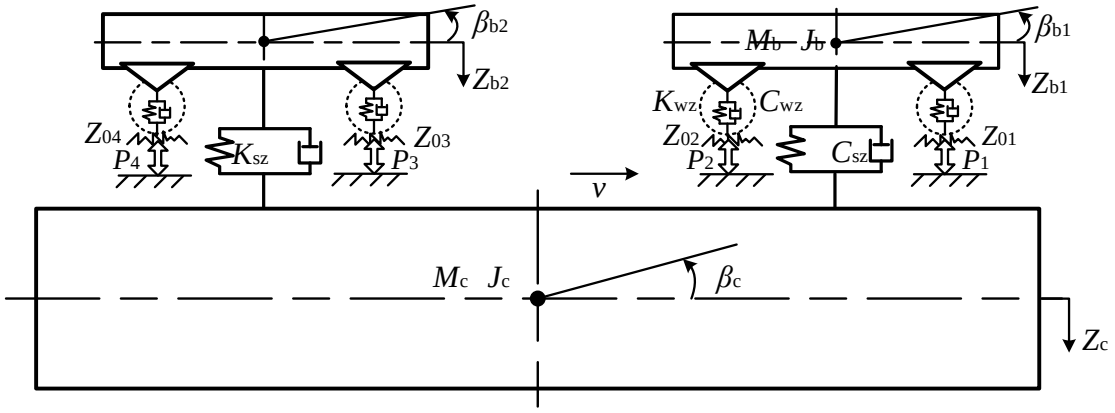


Fig. 2 The vertical model of suspended monorail railway vehicle

Table 1

Symbol Description

Option	Symbol
Car body mass	M_c
Vehicle body nodding inertia	J_c
Bogie mass	M_b
Bogie nodding inertia	J_b
Vertical equivalent stiffness of secondary suspension	K_{sz}
Vertical equivalent damping of secondary suspension	C_{sz}
Radial stiffness of running wheel	K_{wz}
Radial damping of running wheel	C_{wz}
Body inclination angle	β_c
Vertical displacement of car body	Z_c
Vertical displacement of front and rear bogies	Z_{b1}, Z_{b2}
Inclination of front and rear bogies	β_{b1}, β_{b2}
Incentive input of irregularity of running wheels	$Z_{0i}(i=1\sim4)$
Vertical force of wheels and rails for each running wheel	$P_i(i=1\sim4)$
Speed	v

In the vertical dynamic model, the car body and the front and rear bogies are all regarded as rigid bodies, and the pitching and nodding motions of the bogies are considered respectively. Since there is no suspension between the running wheel and the frame, they are connected rigidly, so the four running wheels have no independent degree of freedom of movement. The railway vehicle system acts directly with the box track beam through the running wheel, and the geometric irregularity of the running track surface is taken as the

source of system disturbance. Оценка звукоизоляции воздушного шума с помощью программного обеспечения WALLs

According to the motion relationship of the suspended monorail railway vehicle in the vertical plane, the vibration differential equations of the body and the bogie with their degrees of freedom can be derived from the D'Alembert principle. The corresponding calculation program is compiled with MATLAB, and a new fast explicit numerical integration method is used to solve the system quickly and reliably [7].

3. Computation and analysis

Based on the vertical system model of suspended monorail vehicle, the vibration isolation characteristics of secondary suspened QZS system and linear system are compared. Referring to the system parameters of a suspended monorail railway vehicle, M_c is 14100kg, K_{sv} is 0.25MN/m and l_h is 0.2m. The overall vertical stiffness-displacement characteristic curve of the secondary suspension system can be obtained by formula (2) as shown in *Fig. 3*.

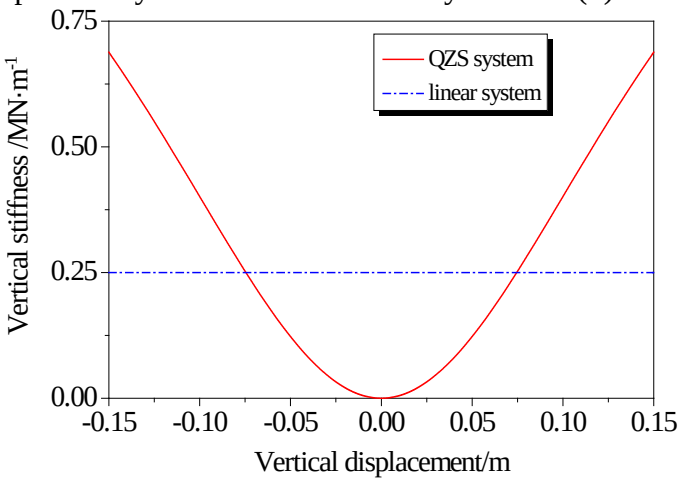


Fig. 3 Vertical overall stiffness of the secondary suspened QZS and linear system

According to *Fig. 3*, when the vertical displacement x between the two car bodies and the frame is 0, which means the secondary suspension system in the condition of static compression, its vertical stiffness is 0. When the vertical relative displacement between the vehicle body and the frame is small, $K_{sz} < K_{sv}$; When the relative displacement reaches 75mm, $K_{sz}=K_{sv}$; When the relative displacement is greater than 75mm, $K_{sz}>K_{sv}$. Therefore, when the relative vertical amplitude between the vehicle body and the frame is within a certain range, QZS system can ensure that the secondary suspension device is equipped with the characteristics of high static stiffness and low dynamic stiffness at the same time.

Fig. 5 and *Fig. 6* are the comparison results of QZS system and traditional linear system in time domain and frequency domain respectively. It can be seen from the analysis that QZS system can significantly reduce the vertical vibration acceleration of the vehicle body compared with the traditional linear system in the time domain. The vibration reduction effect is quiet good in the frequency range of 0.7~ 5.5hz, and the frequency band can effectively avoid the natural vibration frequency of the vehicle body.

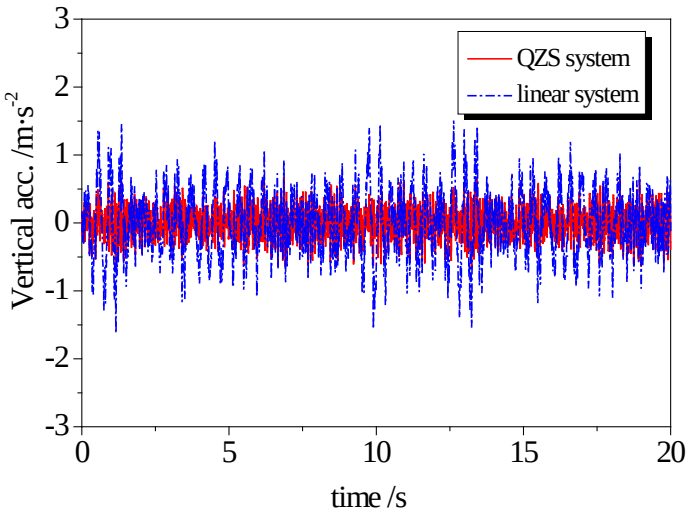


Fig. 5 Comparison of the vertical acceleration of car body in time domain between QZS and linear system

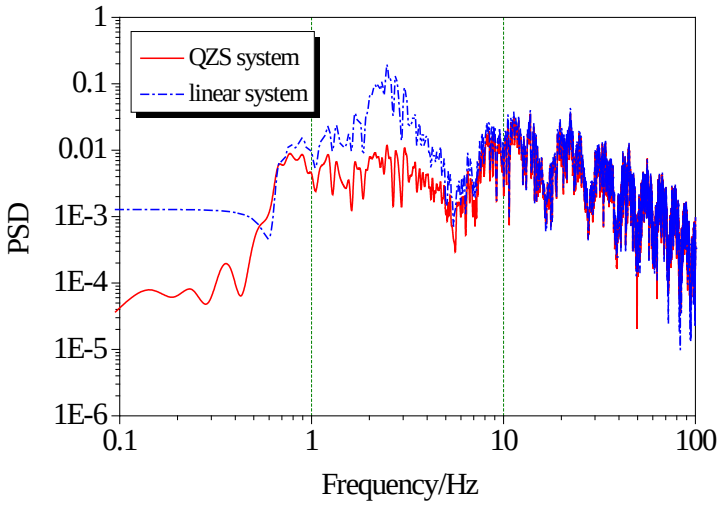


Fig. 6 Comparison of the vertical acceleration of car body in frequency domain between QZS and linear system

Fig. 7 shows the comparison results of vertical vibration acceleration between QZS system and traditional linear system under various speed conditions. The calculation speed is 10~80km/h, and the interval is 10km/h.

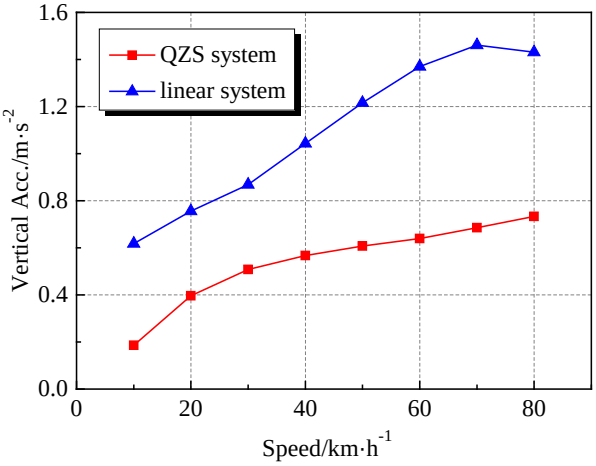


Fig. 7 The maximum value of the vertical acceleration of car body at different speeds

As can be seen from *Fig. 7*, the maximum vertical vibration acceleration of the secondary suspended QZS system and linear system is respectively0.73m/s^2 and 1.46m/s^2, with a reduction range of 40%~70% under different speed conditions. In general, the vertical vibration acceleration and stability indexes of the vehicle body with QZS system are significantly lower than those of the linear system, indicating that the QZS system has better vibration isolation performance. Generally with the increase of speed, the better the vibration isolation performance.

Conclusion

Based on the theory of multi-body dynamics, the vertical system model of suspended monorail railway vehicles is established in this paper. On this basis, vehicle vibration analysis and calculation program is compiled, and the vibration isolation characteristics of the secondary suspension with quasi-zero stiffness system and traditional linear stiffness system are compared and analyzed. The main conclusions are as follows:

(1). The quasi-zero stiffness characteristic of the secondary suspension system is realized by parallel connection of two oblique springs with existing vertical elastic elements.

(2). The vehicle vertical dynamic responses of the secondary suspension system with quasi-zero stiffness is significantly reduced in the time domain compared with the traditional linear stiffness system, and the vibration isolation effect in the low frequency domain is excellent.

(3). Based on the parameters calculated in this paper, compared with the traditional linear stiffness system, the secondary suspension device with quasi-zero stiffness system under different speeds reduces the vertical acceleration in time domain by 40%~70%. The higher the speed is, the better the vibration isolation performance will be.

References

1. Zhai W.M. Frontiers and challenges of sciences and technologies in modern railway engineering (in Chinese)/ Zhai W.M., Zhao C.F. – Journal of Southwest Jiaotong University, 51, 2016. – pp. 209-226.

2. Huang C.H. Study on car body flexible vibration reduction for railway passenger carriage (in Chinese)/ Huang C.H. , Zeng J., Wu P.B., et al. – Engineering Mechanics, 27, 2010. – pp. 250-256.

3. Zeng J. Vibration analysis of railway passenger car systems by considering flexible carbody effect (in Chinese)/ Zeng J., Luo R. – Journal of the China Railway Society, 29, 2007. – pp.19-25.

4. Gao H. X. Study on Air Spring Model (in Chinese)/ Gao H. X., Chi M. R. Zhu M. H., et al. Journal of Mechanical Engineering, 53, 2017. –pp.132-137.

5. Alabuzhev P. Vibration Protecting and Measuring Systems with Quasi-Zero Stiffness/ Alabuzhev P., Gritchin A., Kim L.. –Washington. DC: Hemisphere Publishing Corporation, 1989. –pp. 1-7.

6. Carrella A. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic. Carrella A., Brennan M. J., Waters T. P. –Journal of Sound and Vibration, 301, 2007. – pp.678-689.

7. Zhai W.M. Two simple fast integration methods for larger-sacle dynamic problems in problems in engineering. – International Journal for Numerical Methods in Engineering, 39(24), 1996. – pp. 4199-4214.

7th All-Russian Research to Practice Conference with international participation
19-21 March 2019
Saint Petersburg, Russia

УДК 504.055
OECD 02.01.FA

Global Comfort in urban planning and acoustic design of buildings

Luzzi S.[1*], Bartalucci C.[2], Di Bella A.[3]
[1]President, Vie en.ro.se. Ingegneria, Florence, Italy –
Adjunct Professor University of Florence, Italy
[2]Engineer, PhD student, University of Florence, Italy
[3]Assistant Professor, Department of Industrial Engineering,
University of Padova, Italy

Abstract

Some relevant theories have been proposed in the last decades, regarding a global comfort approach for urban planning ad building design. In the frame of the 2002/49/EC Directive, the concept of action plan and its development have been proposed as solutions for reducing noise in cities and to enhance a better acoustic quality in urban places, allowing citizens to spend their time with pleasure in public areas. At the same time, the European legislation regarding building acoustic and noise in workplaces have started to consider sound insulation and sound performance of building as important issues for the quality of life in the built environment.

In this paper the authors, moving from their experience in writing action plans for Italian cities and designing actions on urban areas and public buildings like schools and hospitals, describe some possible application of the general global comfort approach to some case studies.

Key words: Global confort, acoustic quality, noise mitigation, action plans, soundscapes.

Глобальный комфорт в градостроительстве и акустическом проектировании зданий

Luzzi S.[1], Bartalucci C.[2], Di Bella A.[3]*
[1]Президент, Vie en.ro.se. Ingegneria, Флоренция, Италия –
Адъюнкт-профессор Флорентийского университета, Италия
[2] Инженер, Аспирант, Университет Флоренции, Италия
[3]Доцент, Департамент промышленной инженерии,
Университет Падуи, Италия

Аннотация

В последние десятилетия были предложены некоторые теории, касающиеся глобального подхода к удобству для городского планирования и проектирования зданий. В рамках директивы 2002/49/EC концепция плана действий и его разработка были предложены в качестве решений для снижения уровня шума в городах и повышения качества звука в городских районах, что позволяет гражданам с удовольствием проводить время в общественные места. В то же время европейское законодательство, касающееся акустики здания и шума на рабочих местах, начало рассматривать звукоизоляцию здания как важный вопрос качества жизни в искусственной среде.

В этой статье авторы, переходя от своего опыта в написании планов действий для итальянских городов и разработке мероприятий в городских районах и общественных зданиях, таких как школы и больницы, описывают некоторые возможные применения общего глобального подхода к комфорту в тематических исследованиях.

Ключевые слова: *глобальный комфорт, качество звука, шумоподавление, планы действий, звуковые ландшафты.*

Introduction

Climate change and radical transformations of the landscape that we are experiencing require profound reflections on how to design and build spaces for work and everyday life. Urban areas, public and private buildings should be thought and designed in a sustainable and holistic way: to conceive human beings with their need for happiness and the environment surrounding them as separate elements is no longer reasonable [1].

The idea of defining a new era based on the impact of human civilization on the planet was first proposed in the year 2000 by the Nobel Prize winner Paul Crutzen. Then a team of 34 experts from all over the world have been studied the issue for years, coming to the classification of Anthropocene presented at the 35th International Geological Congress, held in South Africa in August 2016 [2]. The Anthropocene is defintely established as a new epoch dating from the beginning of significant human impact on the Earth's geology and on ecosystems.

In this scenario, sustainability becomes crucial as it takes into account how we might live in harmony with the natural world around us, protecting it from damage and destruction. Sustainability and quality of life must be considered by those who administer and plan cities in all their aspects, considering open spaces and built environment. Urban action plans and design of new buildings should follow an encompassing view, based on the knowledge of nature, functions, and properties of the components, their interactions and their relationship to the whole.

The professional acousticians can give qualified contributions for effective strategies and solutions for noise control, public health, land use and preservation.

The holistic approach to plan and design can be referred to the acoustic design of urban areas and buildings: it is based on the principle of maximizing the pleasantness of places and the global satisfaction of people, considering sustainability like a positive karma that can stop the planet's degradation and the discomfort of its inhabitants.

Developers of noise maps and noise action plans [3,4] acoustic planners and designer of actions and solutions for urban areas and buildings can apply holistic approaches to noise mitigation and reduction of annoyance, protecting exisiting soundscapes and creating new comfortable soundscapes in urban spaces. In designing buildings and interiors, architect and acousticians can apply a holistic approach, based on the principle of maximizing the pleasantness of places and the global satisfaction of people, with the common objective of removing or reducing sounds “out of places” and making possible the listening of good sounds.

1. Noise and health - Acoustics towards global comfort

In October 2018 the WHO Regional Office for Europe has published the Environmental Noise Guidelines [5]: starting from the important evidence of correlation between noise and quality of life, this guidance document provides indications on the protection of human health from harmful exposure to environmental noise and recommendations to reduce risks deriving from relevant sources of environmental noise such as road traffic, railway noise, aircraft noise, noise from wind turbines and leisure noise. Besides the new evidence of health problems derived by transport noise, one of the most important aspects emerging from the new guidelines is the significant level of annoyance derived by recreational noise in urban areas, that consider also the disturbance caused by the presence of human activities, neighborhood noise, music and the so called "movida".

Urban planners and designers of buildings are facing the need of considering acoustic quality as a fundamental element of global comfort [6]. New theories and methodologies are diffusing among researchers and policy makers, regarding holistic approaches. In this developing scenario the contribution of acousticians can be relevant. In this paper, a possible combination of what is reported and recommended in the new WHO guidelines [5] with the more general global comfort index-based design method is presented.

In the WHO review [5], in addition to the well-known damage to the auditory system (hearing loss, tinnitus), new pathologies and conditions of discomfort related to noise emerge: sleep disorder, cognitive disorders, cardiovascular diseases, complications to pregnancy. In the cataloging of the noise sources, alongside the transport infrastructures (air, rail and road traffic) there has been added the so-called leisure noise, the noise produced by recreational activities: discos, bars, concerts and the so-called "movida" that characterizes the sound landscape of the urban centers where the coexistence between the right to engage in noisy commercial activities and the right to rest is possible.

To the complex and variegated problem of disturbing immissions, referable to the full use of the space as well as to the health protection, is added the equally complex problem of acoustic non-compliance of buildings, regulated by specific rules concerning the "Rule of art" and the articles of the Civil Bylaws that deal with the defects of real estate and compensation for real estate damage.

Architects and urban planners who deal with systems and other sources or noise propagation pathways should consider aspects of correct isolation and reverberation to prevent noise-inducing input and make sounds within the environment comprehensible and enjoyable.

But what are the possible solutions for existing buildings? Is it possible to restructure by improving the soundscape of living environments?

In existing buildings that present problems of insulation or excessive reverberation, it is possible to intervene with appropriate materials, categorized into two categories that it is good to know and not to confuse: soundproofing materials and sound-absorbing materials.

Soundproofing materials prevent the propagation of noises between neighboring environments and from the outside of the disturbed environment, whether they are generated by neighbors, by systems installed inside the building, on façades or in internal courtyards, by road traffic, by noisy activities that take place in the streets (music, nightlife, outdoor areas pertaining to bars and restaurants).

The soundproofing materials must have characteristics of rigidity such as not to "pass" the noise. These materials make up the coverings that can be applied to the walls, ceilings and layering of floors, with the aim of increasing their soundproofing power or the ability not to get through the sound, respecting the passive acoustic requirements of the building, or the isolation of horizontal and vertical partitions (walls and floors) from noise transmitted by air, the facade insulation concerning noise from outside, the footfall insulation that covers the impactive noise transmitted through the structure from the upper floor and the isolation of noise produced by the plants.

2. The general global comfort approach

In landscapes and soundscapes of anthropocene man-made elements and their sounds play a decisive and discriminating role in the urban scenarios, made of buildings and infrastructures, noisy and (hopefully) quiet areas.

The holistic (smart and sustainable) approach to plan and design comfortable urban soundscapes and buildings, included schools, is based on the principle of maximizing the pleasantness of places and the global satisfaction of people. In planning strategies and designing solutions for urban development, a set of variables representing smartness and pleasantness can be defined, representing comfort level categories in terms of visual, thermal, acoustic, safety, energetic, cultural, social, welfare, etc.

In the global comfort approach to noise control and noise mitigation [7], costs and benefits of actions become weighted sums which take in account social and induced costs and benefits defined by considering the values of different variables, allowing to achieve the primary objective of the design with one or more free secondary pleasant added benefits. Awareness and participatory design should be a part of the definition and implementation of this scheme, where action planners and solutions designers collect stakeholders and users-opinions on strategic

issues, useful for planning and designing phase.

As the preliminary study is done, a group of variables representing the above described relevant points can be defined and grouped in categories of smartness and comfort, each one corresponding to an indicator (Figure 1): level of pollution, health and safety (S1), level of objective comfort/discomfort (S2), level of social benefits (S3), level of perceived pleasantness (S4). Then, for each category (and indicator) a set of variables representing sub categories of Smartness and Comfort is defined (Figure 2). Variables may represent levels of pollutant (existing or goals) like noise, light, air quality; levels of health and safety (existing or goals) in terms of risk assessment results, respect of threshold limit values; levels of measurable objective comfort/discomfort categories like background noise, temperature, ergonomics; levels of perceived pleasantness (measured via questionnaires, meetings, survey) in terms of security, visual, annoyance, thermal comfort; levels of social benefits (cultural, recreational, welfare).

The relative indicators for the smartness and comfort categories (S1, S2, S3 and S4) are calculated according to Eq.1 as:

$$S_i = F_i(s_{i1}, s_{i2}, \dots, s_{in}) \tag{1}$$

where:
$s_{i1}, s_{i2}, \dots, s_{in}$ are the specific comfort variables for the sub-categories determining the Global Comfort Index (GCI)
i = 1, 2, 3, 4

A Global Index for holistic design of each proposed solution is calculated as weighted combination of values assumed by the mentioned indicators by means of a Global Comfort Index (GCI), see Figure 2, and combined with the respective costs and benefit, determining consequently a priority scale of solutions according to Eq. 2:

$$GI = f(GCI, C_s, B_s) = f(S_1, S_2, S_3, S_4, C_s, B_s) \tag{2}$$

where C_s is evaluated as a weighted sum, which takes in account direct cost (C), social costs (c_s) and induced costs (c_i) from serendipic actions and B_s is defined by considering the primary Benefit (B) and the added values of different (objective, subjective) quantifiable serendipic variables (b_s) according to Eq. 3 and Eq. 4 respectively:

$$C_s = f_c(C, c_{s1}, c_{s2}, \dots, c_{i1}, c_{i2}, \dots) \tag{3}$$

$$B_s = f_B(B, b_{s1}, b_{s2}, \dots) \tag{4}$$

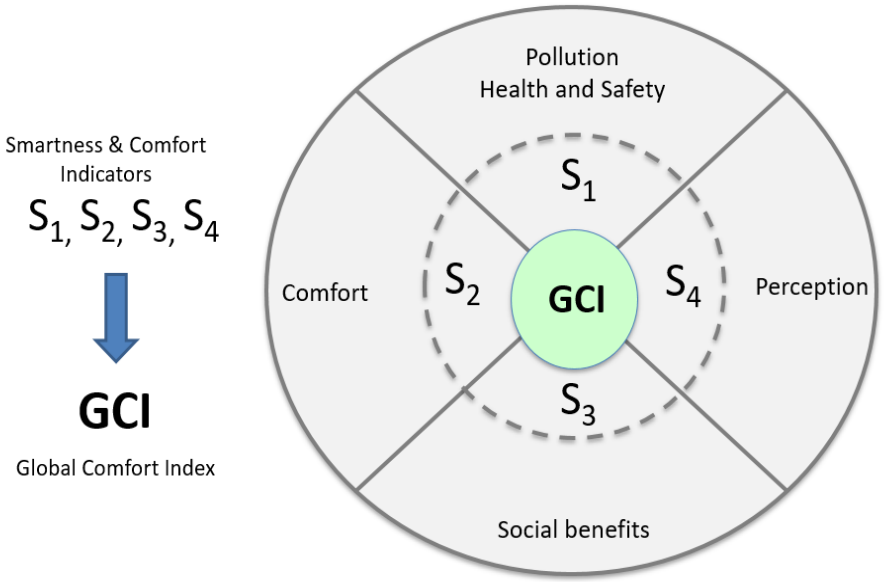


Fig. 1. The holistic design scheme

Fig. 2. Variables determining the GCI

3. Global comfort design of urban spaces

The quality of urban areas can be studied and evaluated through the knowledge of natural and artificial sounds which characterize the urban soundscapes. Moreover, communication and dissemination strategies are actually required by the Environmental Noise Directive (END) [4]. In the frame of Noise mapping and Action Plans, citizens' participation must be considered. Articles 8 and 9 of END strongly address participatory design and awareness-raising activities. Public participation should regard all the noise policy stakeholders (such as citizens, communities, policy makers) giving them the opportunity to influence decisions on noise management and control that affect their lives [8].

Public participation in decisions regarding the urban design, considering both the strategic and punctual levels, does not necessarily mean to follow all the public inputs, doing all what the public wants, but to consider a collection of views and concerns on determined issues.

Various methods and approaches have been applied for managing public participation, the better ones consider as much as possible inputs from a wide spectrum of stakeholder and produce analytic results in a wide range of views and concerns.

Sometimes the opportunities for influencing the decision of noise policy makers and solutions designers could seem small and limited, while at other times the public participation

can have a great deal of influence. In any case, this potential influence must be considered in designing a successful public participation program.

The Public participation spectrum of stakeholder engagement and/or popular participation for environmental assessment and decision making [9], based on the five-steps procedure (Inform, Consult, Involve, Collaborate, Empower) can be adapted to noise policies and noise actions required by END as shown in Figure 3, where specific reference to strategies and actions of Action Plans is made.

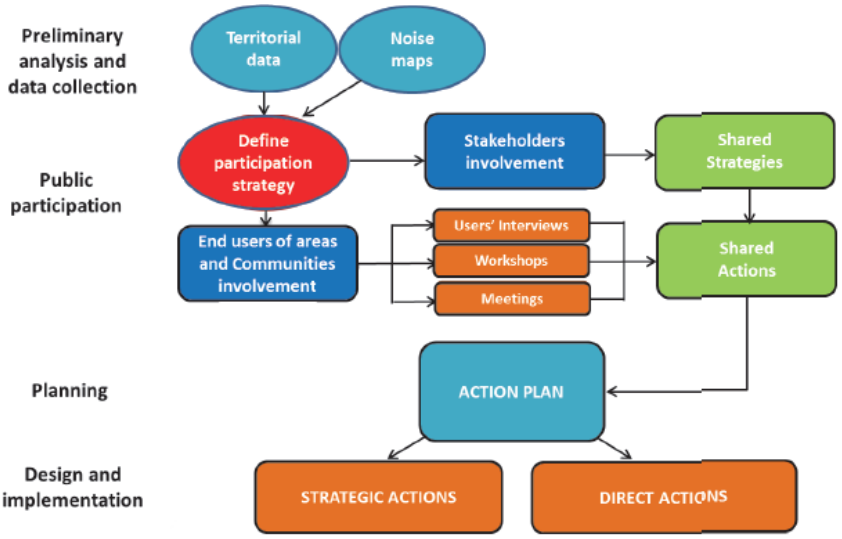


Fig. 3. Flowchart of public participation in the frame of END implementation

Some experiences carried out by the authors in the frame of some EU Projects addressing new methods for the characterization and designing of some urban soundscape are described in the current paragraph. Among them the LIFE+2008 HUSH (Harmonization of Urban noise reduction Strategies for Homogeneous action plans) project, the LIFE+2010 QUADMAP (QUiet Areas Definition and Management in Action Plans) project, the LIFE+2015 MONZA (Methodologies fOr Noise low emission Zones introduction And management) project and the National Italian BRIC project funded in 2015 by the National Institute for Occupational Injury Insurance. All of them [10, 11, 12] considers communication and public participation although at different levels. Specifically, the HUSH project [10] experimented a participatory design approach based on a soundscapes analysis approach, by using the results of an end-user questionnaire submitted in two pilot cases as one of main aims for the intervention designing.

Referring to the QUADMAP project [11] contribution, in the quiet areas' selection phase the involvement of citizens is provided by collecting their opinions about the potentiality of an area to become a Quiet Urban Area. Moreover, in the analysis phase non-acoustical data are collected in terms of questionnaires and interviews about citizens' noise perception and expectations for an acoustical and social improvement of the areas. Regarding the MONZA project [12-13], dissemination activities were tailored to the characteristics of the several audiences involved in the project. The most successful dissemination actions were carried out in schools thank to frontal lessons on acoustics fundamental, practical activities concerning acoustics measurements and acoustic models' setting, questionnaires submission about noise perception and activities organized in the frame of the work-related learning specifically design to the students' level (high schools), participation to a competition for the Project's logo and slogan design. The BRIC project deals with industrial environments with particular reference to those of large size characterized by non-homogeneous spaces with non-uniform and diffuse propagation field proposing a procedure of analysis and design of easy application.

The developed procedure has been applied to a real case study, demonstrating how to achieve the design of effective interventions that lead to the improvement of noise in the

workplace and comfort in general in full application of what is actually required by the Legislative Decree 81/2008 [14] and UNI 11347:2015 [15] and on EU level [16] on corporate programs to reduce exposure to noise in the workplace, through the involvement of employers and workers themselves.

Some pictures of interventions designed in some pilot areas selected in the above-described projects are shown in Figure 4.

Fig. 4. Examples of interventions implemented during the HUSH and QUADMAP projects also according to the participatory approach

3.1. The sound enrichment experience in noisy areas of cities

On 26th and 27th April 2018 Pistoia was the venue of the "Urban Sounds and soundscapes" event, a laboratory for the knowledge and direct experience of sounds and music that characterize the places and become sound imprints.

The idea of "playing the city" or "let the city play", at least for two days, and to collect the impressions of the citizens who attended the active sound spaces, was designed and tested as a method to counteract noise pollution without excluding the sounds of life that can enrich a public place, in the belief that an effective acoustic design combined with an aesthetically relevant urban design, can involve the citizens, inviting them to an active and passive use of the spaces and their respective soundscapes. The events that, together with the scientific sessions organized at the University Pole of Pistoia, have animated the two days of Pistoia dedicated to urban sounds, have included workshops, performances, installations and concerts in twelve different listening points connected by soundwalks through the soundscapes of the city of Pistoia, introduced and accompanied by experts of urban soundscapes, multi-sensory perception of the landscape and concrete music applied to places of life. "Paesaggi Sonori Urbani" for two days has rediscovered the sounds of the urban landscape of Pistoia, enhancing the sound codes of the squares and streets of Pistoia, become real listening points, and showing how the music can be conveyed by that wonderful and complex sound box that is the city.

Make the city resonate with the help of physical, acoustic musicians, able to excite not only with their instrument acoustic microarchitecture executable but also with its own musical

and behavioral praxis, special places of the urban soundscape. Attendance and actions of a highly metacompositive character that will be orchestrated to support exploration soundwalk. Musicians therefore as prototypic inhabitants of urban space, able to inspire new and extra-ordinary models of urban relations, specifically bringing further opportunities for historical and acoustic awareness in the city of Pistoia: suggestions then gathered and intensified by the experience of reading and listening to soundscaping, from the methodological point of view a wider expressive endowment to the designers of the city of the future. In Figure 5 some examples of sound enrichments implemented in the Pistoia experience are shown.

Fig. 5. Examples of sound enrichment implemented during the event "Urban Sounds and soundscapes"

Due to the positive feedbacks collected after the experience carried out in Pistoia, authors have been invited to repeat it, with appropriate adaptations to the different contexts, both in the urban context of the city of Pesaro and in the Maremma park in Grosseto. These initiatives will respectively take place in 2019 and in 2020 with the aim of improving the methodology applied in Pistoia and disseminate it.

4. Global comfort design of buildings

Global comfort in building design contains different aspects and relationships between the various parameters involved. This requires a specific evaluation based on the intended use of the buildings. From this point of view, it is possible to divide the performance groups on the basis of the functions that take place in the buildings: residential buildings, school buildings, office buildings and commercial buildings.

Some use destinations share the functions and needs of some of the above-mentioned types. For example, hotels have common needs with those of residential and commercial buildings; hospitals have needs in common with those of residential buildings and offices, etc.

Many efforts have been made in recent years to harmonize the needs of residential buildings and to attempt a classification based on the overall acoustic performance of buildings.

One of the most ambitious projects is the COST action TU0901 "Integrating and Harmonizing Sound Insulation Aspects in Sustainable Urban Housing Constructions" [17], in which were involved around 90 experts from 29 European countries. The aim of the project was to establish a common framework in building acoustics throughout Europe through the study of regulatory sound insulation requirements for dwellings and classification schemes existing in several countries.

A general focus on energy savings and sustainable constructions has in some cases led to development of constructions with potentially significant acoustic problems. On the other hand, the large variety of housing types, construction techniques and common building materials do not allow generalizing the interaction between thermal and acoustics problems.

To consider the housing stock in Europe in relation to sound insulation, different types of sound transmission and the proportion of occupants which may be experience sound transmission, a reference database was defined collecting the most common type of housing and construction methods found in each country. Using a combination of Eurostat statistics (2013) and information gathered during COST Action TU0901, the proportion of population which inhabit detached housing, attached (row/terraced, semi-detached) housing or apartment (flatted) housing was described. For these building types, information on building techniques were also been collected, both from sound insulation and from energy saving point of view.

However, the topic of the acoustic classification of buildings on the basis of the performance achieved in-place was preceded in many countries by a debate that attempted to involve other aspects of noise protection in buildings, such as the effect of noise from service equipment or sharing the same classification method for several function or use of the same building. [18].

Regarding school buildings, current standards for indoor comfort are based on studies of adults' users, but they also apply to children, even though children differ in terms of metabolic rates, clothing types, activity levels, and preferences in space arrangement. Children are also more sensitive to a range of environmental factors, they are usually unable to interact with their environment, and they accept indoor conditions passively. Children reacted actively to discomfort, suggesting that they should be allowed to interact with their environment.

The correct design of the acoustics of school buildings is fundamental both for the comfort of the pupils, both for the improvement of the comprehension of the speech and for the reduction of the vocal effort of the teachers.

The main aspects to be taken into account are:

- façade sound insulation;
- sound insulation of the vertical and horizontal partitions between classrooms;
- impact levels between overlapped classrooms;
- reverberation time and background noise;
- Speech Transmission Index (STI) and Speech Interference Level (SEL).

The main acoustic comfort and intelligibility parameters are reverberation time and classroom background noise [19, 20]. However, sound insulation from external and internal sources (e.g. traffic and other classrooms) also plays an important role in decreasing background noise [21, 22]. Some studies [23] have shown the relevance of the Lambert effect in classrooms: the higher the background noise due to sources outside the classroom, the louder the internal noise due to children talking. The same applies to teacher voice-level.

Several studies have been carried out in Italy in recent years, with the aim of assessing the interaction between different parameters that affect the environmental comfort (thermal control, air quality, illuminance and noise), also with a bespoke questionnaire designed with psychologists and statisticians, in order to obtain a child-friendly instrument related to field measurements [24].

The requirements for classroom acoustics established by Italian law are based essentially on the reverberation time. However, some of the requirements that link the overall environmental quality of the school building have recently been introduced. The "Minimum

Environmental Criteria" set objectives that are strictly connected to the main acoustic descriptors listed above.

To achieve these objectives, practical guidelines have been published by the Italian Acoustics Association (AIA) [25]. The guidelines are structured to allow different levels of reading. They can be considered as a working basis for the designer of the school building, starting from the preliminary design. In particular, strategies and types of intervention are indicated in cases of new construction or renovation and legislative documents to which attention must be paid from the project to the test. The acoustic reference parameters are useful for the planner and the administrator, while the acoustic regains the standards for acoustic design and measurements in situ. The reading by the parent, teacher or head teacher is recommended to promote awareness and attention to these issues, so important for the growth and maturation of children.

The acoustic quality in commercial or leisure buildings, such as restaurants, shopping centers, etc., given the vagueness of the functions and activities that take place there, is mainly assigned to the control of reverberation time by means of sound-absorbing materials.

The sound-absorbing materials have the function of "retaining" the noise, eliminating or reducing the reflected waves that cause reverberation and make the acoustic climate of the interior unpleasant: think for example the restaurants, where the sound atmosphere often characterized by reverberant spaces , is unbearable: the background noise determines the need to raise the voice that determines the rise in background noise and the deterioration of the sound atmosphere.

The sound-absorbing materials are classified primarily as porous and fibrous materials. These are joined by acoustic resonators, vibrating panels, mixed systems. They are part of sound-absorbing materials, natural organic materials such as cork and natural fibers (wood, hemp, linen, cotton), synthetic organic materials such as polystyrene, polyurethane and inorganic materials such as glass and rock wool, vermiculite and expanded clay. We are also affirming "green" materials such as planting lichens with good acoustic performance and low maintenance requirements. Each of these materials has its own absorption characteristics represented by a very precise coefficient.

With the porous and fibrous materials that absorb sound waves, sound-absorbing systems of various shapes and sizes can be created: panels to be applied to the walls or baffles to hang from the ceiling. And they can also be used as furnishing elements: the experience of some important architects and interior designers, think for example of the restaurants designed by Studio Ab Rogers of London, teaches us that we can consider sound-absorbing solutions as part of the acoustic design of a space. The noise mitigation thus becomes a strength of the redevelopment of buildings making the design readable and pleasant, "proudly showing - to use the words of Rogers - an acoustic treatment, rather than hiding it, relying on its striking visual appearance".

In figure 9 an example of acoustic improvement in two restaurants, located in London and Florence, is shown. In both the rooms the main intervention consists in the reduction of reverberation, optimizing the intelligibility of speech, by means of sound-absorbing materials integrated in a comfortable and stylish interior design.

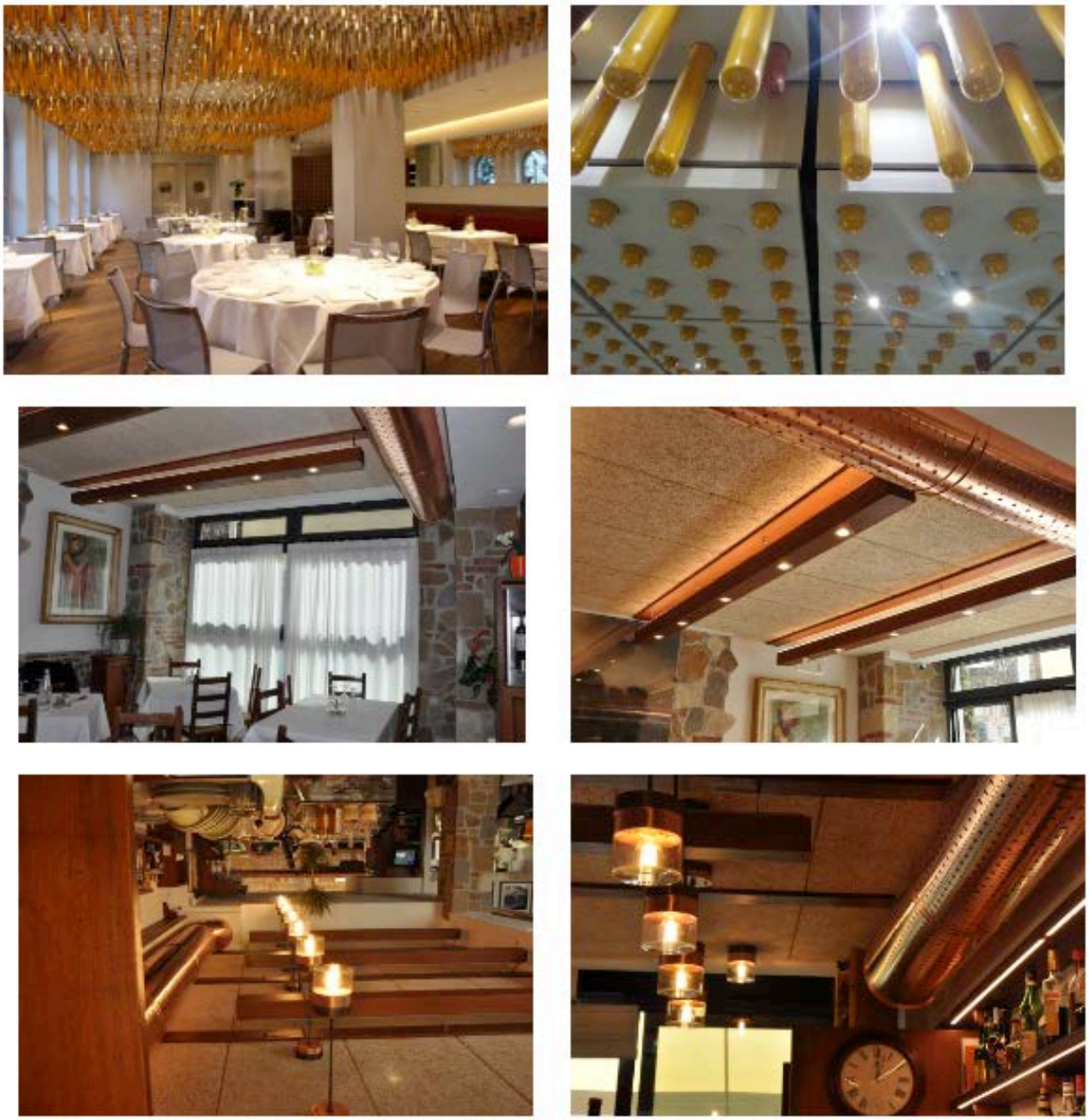


Fig. 9. Examples of interventions implemented as part of the restyling of restaurants applying global comfort approaches

5. Further developments and new fields of application

The design of open and close spaces of life and work according to the holistic model defined by the global comfort approach can also help to solve some health problems deriving by noise exposure. A systematic analysis of extra-auditory damage from exposure to noise in work and living environments can be useful for the correct design of sensitive places like the school environments for early childhood and primary schools. Soundscape analysis can be conducted in presence of children involved in various types of activities, as well as monitoring the reactions of teachers and other workers exposed to noise.

This first field of study and research can be extended in a second phase to the other acoustic sensitive environments, mentioned in paragraph 4 of this paper, like classrooms of secondary schools and universities, restaurants and other work and life environments.

The global confort approach can bring to define a method that has never been dealt with in a systematic and interdisciplinary manner, oriented to identify and catalog the evidence of health damage from exposure to noise, through an in-depth acoustic analysis: a real acoustic quality based analysis including all the needed parameters of room acoustics, frequency compositions of speech and specific typologies of noise characterizing the acoustic climate of spaces intended for teaching, together with other possible variables and indicators of discomfort and annoyance for the users of the space (teachers, students, workers).

In other words all the passive acoustic characteristics of these environment are explored and catalogued. On the other hand, elements of correlation between indicators of objective and perceived acoustic quality and physiological indicators of the onset of aggressive behaviors can be identified, studied and catalogued as well.

The final objective of this development of the global comfort research is aimed at identifying the acoustic solutions and the most suitable materials to mitigate the exposure to noise and, above all, the related psycho-behavioral reactions.

Conclusion

The quality of life depends on the acoustic quality of the buildings in which we live, work and rest. The well-being perceived in these spaces is strongly influenced by the presence of noises coming from outside or the annoyance resulting from excessive internal reverberation.

The new noise guidelines published by the World Health Organization in October 2018, gathering the results of the most significant research conducted in recent years, have highlighted the health effects of exposure to noise in living environments: residences, schools, hospitals and public spaces. The authors have given several contributes to this subject, first the introduction of a Global Comfort Index (GCI) respecting the principle of maximizing the pleasantness of places and the global satisfaction of people. Moreover, the participative approach has always been a fundamental aspect in the EU projects to which authors have taken part (LIFE HUSH, QUADMAP and MONZA projects and the national BRIC project). Finally, several contributions, also in terms of guidelines, have been given for the global comfort design of buildings.

References

1. Luzzi, S. «Holistic approaches in urban planning and in the acoustic design of buildings» Proceedings of the 48th Congreso Espanol de Acustica – European Symposium on sustainable building acoustics, 2017.
2. J. Davis (2016) «The Birth of Anthropocene» Univ of California Press.
3. WHO - Regional Office for Europe (2018), «Environmental Noise Guidelines», available at: http://www.euro.who.int/__data/assets/pdf_file/0008/383921/noise-guidelines-eng.pdf?ua=1.
4. The European Parliament and The Council of the European Union (2002), «Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council on assessment and management of environmental noise» (Environmental Noise Directive), available at: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32002L0049&from=EN
5. Luzzi, S. et al. «Environmental Noise Directive implementation: state of art, public participation and noise awareness» Noise Theory and Practice 2, 2016. - pp. 2-15.
6. Luzzi, S., Busa, C., Bartalucci C. «Acoustic smartness and sustainability in urban planning and building design», Proceedings of EAA Euronoise Congress, 2018.
7. Luzzi, S. «Acoustics and global comfort in the habitat of Anthropocene» Proceedings of 8th International Symposium on temporal Design, 2017.

8. Bartalucci C. et al. «Contributions to end interpretation and implementation from the Italian case studies of EU funded projects Hush, Nadia and Quadmap» Proceedings of 23rd International Congress on Sound and Vibration (ICSV), 2016.

9. Dietz T., Stern P. (2008) «Public Participation in Environmental Assessment and Decision Making», National Academies Press.

10. Borchi F. et al. (2016) "LIFE+2008 HUSH project results: a new methodology and a new platform for implementing an integrated and harmonized noise Action Plan and proposals for updating Italian legislation and Environmental Noise Directive", Noise Mapping Journal 3, pp. 71-85, available at: https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/noise.2016.3.issue-1/noise-2016-0006/noise-2016-0006.pdf.

11. Aspuru I. et al. (2016) "LIFE+2010 QUADMAP Project: a new methodology to select, analyze and manage Quiet Urban Areas defined by the European Directive 2002/49/EC", Noise Mapping Journal 3, pp. 120-129, available at https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/noise.2016.3.issue-1/noise-2016-0009/noise-2016-0009.pdf.

12. Bartalucci C., Borchi F., Carfagni M., Furferi (2017) "Design of a prototype of a smart noise monitoring system", International Congress on Sound and Vibration (ICSV).

13. Luzzi, S. «European projects on environmental noise and low emission zones – The experience of Life Monza» Proceedings of 8th ELPIT Congress, 2017.

14. Italian National Decree 81/2008, available at: http://www.lavoro.gov.it/documenti-e-norme/studi-e-statistiche/Documents/Testo%20Unico%20sulla%20Salute%20e%20Sicurezza%20sul%20Lavoro/Testo-Unico-81-08-Edizione-Giugno%202016.pdf.

15. UNI 11347:2015, Acustica - Programmi aziendali di riduzione dell'esposizione a rumore nei luoghi di lavoro.

16. The European Parliament and The Council of the European Union(2003), «Directive 2003/10/EC on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (noise)», available at: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32003L0010&from=en.

17. Rasmussen B., Machimbarrena M. (2014), COST Action TU0901 – Building acoustics throughout Europe: Towards a common framework in building acoustics throughout Europe 1, available at: http://www.costtu0901.eu/tu0901-e-books.html.

18. Di Bella A., Fausti P., Scamoni F., Secchi S. (2012) «Italian experiences on acoustic classification of buildings» 41st International Congress and Exposition on Noise Control Engineering 2012, Internoise Conference 12, 2012. - pp. 10318-10329.

19. Sato, H., Bradley, J. S. «Evaluation of acoustical conditions for speech communication in working elementary school classrooms» The Journal of Acoustical Society of America 123(4), 2008. - pp. 2064-2077.

20. Chiang, C. M., Lai, C. M. «Acoustical environment evaluation of Joint Classrooms for elementary schools in Taiwan» Building and Environment 43, 2008. – pp. 1619-1632.

21. Zannin, P.H. T., Marcon, C. R. «Objective and subjective evaluation of the acoustic comfort in classrooms» Applied Ergonomics 38, 2007. – pp. 675-680.

22. Zannin, P.H.T., Zanardo Zwirtes, D. P. «Evaluation of the acoustic performance of classrooms in public schools» Applied Acoustics 70, 2009. – pp. 626-635.

23. Sato, H., Bradley, J. S, (2008). Evaluation of acoustical conditions for speech communication in working elementary school classrooms. The Journal of Acoustical Society of America, 123(4), 2064-2077.

24. De Giuli V., Pontarollo C.M., De Carli M., Di Bella A. (2014), Overall assessment of indoor conditions in a school building: An Italian case study, International Journal of Environmental Research, 8(1), pp. 27-38.

25. AIA (2017) «Guidelines for a correct acoustic design of school environments», available at: http://bookshop.acustica-aia.it/wp-content/uploads/2017/02/AIAebook-Linee-guida-per-una-corretta-progettazione-acustica-di-ambienti-scolastici.pdf.

УДК 534.793
OECD 01.03.AA

A preliminary study on binaural loudness summation of amplitude modulated stimuli

Shao Z.Y.[1,4], Zhou Y.D.[2,4], Zhu W.Y.[3,4*]
[1] Senior Engineer, Shanghai Academy of Environmental Sciences, Shanghai, China
[2] Professor Senior Engineer, Shanghai Academy of Environmental Sciences, Shanghai, China
[3] Senior Engineer, Shanghai Academy of Environmental Sciences, Shanghai, China
[4] Shanghai Engineering Research Center of urban environmental noise control, Shanghai, China

Abstract

There were no systematically work on the characteristic of binaural loudness perception for amplitude modulated stimuli. Subjective experiments were designed adopting an adaptive, two-interval, two-alternative, forced-choice procedure. The bandwidths of carriers were pure tones, 1/6-, 1/3- and 1/1-octave, centered at 1 kHz. The modulated frequencies were 4, 64, and 256 Hz. The modulation depth m was 0.5. The test stimuli were dichotic, the interaural level differences (ILDs) of which ranged from 4 to 16 dB in 4-dB steps. The frequencies, bandwidths, and modulated frequencies of the diotic reference stimuli were the same as those of the test stimuli. Tests results showed, the analysis of variance (ANOVA) showed that the modulated frequency and bandwidth had no significant effect on the overall loudness. Yet, the effect of ILD was significant, and the overall loudness increased nonlinearly with ILD.

Key words: binaural loudness, amplitude modulated stimuli, stimulus bandwidth, interaural level difference, loudness model.

Предварительное исследование суммирования бинауральной громкости амплитудно-модулированных стимулов

Shao Z.Y.[1,4], Zhou Y.D.[2,4], Zhu W.Y.[3,4]
[1] Старший инженер, Шанхайская академия наук об окружающей среде, Шанхай, Китай
[2] Профессор, Старший инженер, Шанхайская академия наук об окружающей среде, Шанхай, Китай
[3] Старший инженер, Шанхайская академия наук об окружающей среде, Шанхай, Китай
[4] Шанхайский инженерно-исследовательский центр контроля шума городской среды, Шанхай, Китай

Аннотация

Не было систематической работы по характеристике бинаурального восприятия громкости для амплитудно-модулированных стимулов. Субъективные эксперименты были разработаны с использованием адаптивной, двухинтервальной, двухальтернативной процедуры принудительного выбора. Полосы частот были чистыми тонами, 1 / 6-, 1 / 3- и 1/1-октава, с центром в 1 кГц. Модулированные частоты составляли 4, 64 и 256 Гц. Глубина модуляции m составляла 0,5. Тестовые стимулы были дихотическими, различия между уровнями (ILD) которых варьировались от 4 до 16 дБ с шагом 4 дБ. Частоты, ширины полосы и модулированные частоты эталонных стимулов диотического типа были такими же, как и у тестовых стимулов. Результаты испытаний показали, что при дисперсионном анализе (ANOVA) модулированная частота и ширина полосы не оказали существенного влияния на общую громкость. Тем не менее, эффект ILD был значительным, и общая громкость нелинейно увеличивалась с ILD.

Ключевые слова: *бинауральная громкость, амплитудно-модулированные стимулы, ширина полосы стимула, межуровневая разница уровней, модель громкости.*

Introduction

Most of sounds in reality are time-varying, such as voice, music and various noises, etc. Therefore, the study of the loudness of time-varying signals has great practical value, which has made many scholars studying on it. However, the time-varying signals are complicated, the research on that is not easy, and there is still no consensus on the model of loudness of time-varying signals. In addition, most of the time the two ears of human receive different signals, including differences in intensity, phase, frequency characteristics, and even semantic meaning. Therefore, the study on auditory perception under dichotic listening conditions is important and also has practical value. Although the loudness of time-varying signals is complicated, based on the loudness model proposed by Zwicker and Fastl[1] and the existing research results, Chalupper and Fastl[2], and Glasberg and Moore[3] respectively proposed the calculation method of loudness of time-varying signals, and for certain signals, the predictions of both methods are acceptable. Yet the loudness of dichotic stimuli can only be predicted by the method of Glasberg and Moore[3]. The form of amplitude modulated (AM) stimuli is relatively simple, so there are many researches[4-11] on the loudness of AM stimuli, and the results are almost the same. However, most of the previous results are acquired in diotic listening condition, in which stimuli at the two ears are the same. Ozimek et al.[12] researched on the loudness of AM stimuli with different modulated depth at the two ears, yet they have not discussed the binaural loudness summation. Considering there were no systematically work on binaural loudness summation of amplitude modulated stimuli, a preliminary study on it was performed.

1. Loudness comparing experiments of AM binaural stimuli

1.1. Apparatus

Experiments were performed in a listening room with a background noise level of about 25 dB (A). A laptop, a HPS IV equalizer (HEAD Acoustics, Herzogenrath, Germany), and Sennheiser HD 650 headphones constituted a Hi-Fi playback system. Before the experiment, the system was calibrated. The results of calibration showed that the devitaion between the two channels was lower than 0.3 dB and the deviation of frequency response was lower than 0.5 dB between 0.8 and 1.25 kHz.

1.2. Stimuli

Carriers with bandwidths of pure tone, 1/6, 1/3, and 1/1 octave were produced by filtering white noise with 6th order Butterworth filters in Artemis (HEAD Acoustics, Herzogenrath, Germany), and the center frequency was 1 kHz. The modulated frequency consisted of 4, 16, 64, and 256 Hz, and the modulated depth was 0.5. For each bandwidth and modulated frequency, a diotic stimulus with a calculated loudness level of 60 phons was generated, which was achieved by codes for the loudness calculation method of Glasberg and Moore[3] in Matlab. Dichotic stimuli were generated by increasing levels by 2–8 dB (in 2-dB steps) in the left channel and correspondingly decreasing levels by 2–8 dB in the right channel, resulting in ILDs of 4–16 dB (in 4-dB steps). Four test stimuli with different ILDs at the same bandwidth and modulated frequency were generated.

The diotic stimuli were used as the reference stimuli to be compared in loudness to the test stimuli with ILDs. The bandwidths and modulated frequencies of the reference stimuli were the same as those of the corresponding test stimuli, literature showed that it would be easier for subjects to judge. A sequence of diotic stimuli of the same bandwidth and modulated frequency as the test stimuli (and amplified by -4–10 dB in 1-dB steps) were generated.

The reference and test stimuli were presented for 1 s, with a 0.5-s silent interval.

1.3. Procedure

Two-interval forced choice procedure was adopted. Literature showed that 5 to 7 subjects were enough, so five subjects were recruited, aged 23~24 yr. All of them reported normal hearing. Before the experiments, the subjects were introduced the overall loudness of dichotic stimuli and instructed not to be affected by the position of sound image. All subjects were trained to be familiar with the task.

The level of the first reference stimulus was chosen randomly. If the reference stimulus was judged softer, its level was increased, vice versa. The step size was 3 dB until two reversals had occurred and 1 dB thereafter, and another 6 reversals were needed. The last 6 reversal points were averaged to determine the loudness level of diotic stimulus equally loud with the test stimulus. Every test stimulus was compared with its corresponding reference stimuli, and the loudness level of its equally loud reference stimulus was determined. The order of test stimuli was random to prevent the subjects from predicting the following stimuli, i.e. dichotic stimuli of different bandwidths, modulated frequencies, and ILDs intersected.

2. Results

To analyze the effects of modulated frequency, stimulus bandwidth, and ILD on binaural loudness summation, results of five subjects were averaged. The results of each subject at each modulated frequency and bandwidth (i.e. four values at different ILDs) were correlated with the average ones. For clarity, P, S, T, and O respectively represented four bandwidths of pure tones, 1/6, 1/3, and 1/1 octave, e.g. P64-4 denoted the test stimulus of modulated frequency of 64 Hz, ILD of 4 dB, and the bandwidth of pure tone. The correlated coefficients were listed in table 1.

Table 1
The results of correlated coefficients

	Correlated coefficients				
Test stimulus	Subject 1	Subject 2	Subject 3	Subject 4	Subject 5
P4	-0.06	0.98	0.89	0.94	-0.06
P16	0.95	0.75	0.94	0.99	0.89
P64	0.97	0.95	0.97	0.97	0.98
P256	-0.25	0.95	0.98	0.96	0.68
S4	0.39	0.98	1.00	0.99	0.94
S16	0.96	0.86	1.00	0.99	0.96
S64	0.91	0.54	0.94	0.92	0.86
S256	0.73	0.94	0.95	0.99	0.98
T4	0.94	0.92	0.82	0.98	0.85
T16	0.92	0.91	1.00	0.82	0.91
T64	0.91	0.97	0.98	0.97	1.00
T256	0.36	0.70	0.98	0.96	0.99
O4	0.28	0.68	0.99	0.91	0.81
O16	0.49	0.99	0.99	0.94	0.84
O64	0.99	0.82	0.97	0.96	0.99
O256	0.87	0.77	0.90	0.88	0.95

In table 1, it can be seen that most of values are higher than 0.8, except some values from subject 1 at modulated frequencies of 4 and 256 Hz. The results of subject 1 showed that the loudness levels of stimuli at large ILDs were judged lower than those judged by other subjects.

2.1. Effect of modulated frequency

The results at four different modulated frequencies (and at the same bandwidth and ILD) are showed in Fig. 1 (including 8 subfigures). It contains four rows for four bandwidths and two columns for different ILDs. For clarity, each subfigure only contains two ILD conditions.

For the pure tone case, the difference between the maximum result and the minimum one is 0.96 phon at the ILD of 16 dB. For the 1/6 octave case, it is 1.12 phons at the ILD of 16 dB. For the 1/3 octave case, it is 1.38 phons at the ILD of 12 dB. For the 1/1 octave case, it is 0.89 phon at the ILD of 8 dB. Most results at different modulated frequencies (at the same bandwidth and ILD) have little differences.

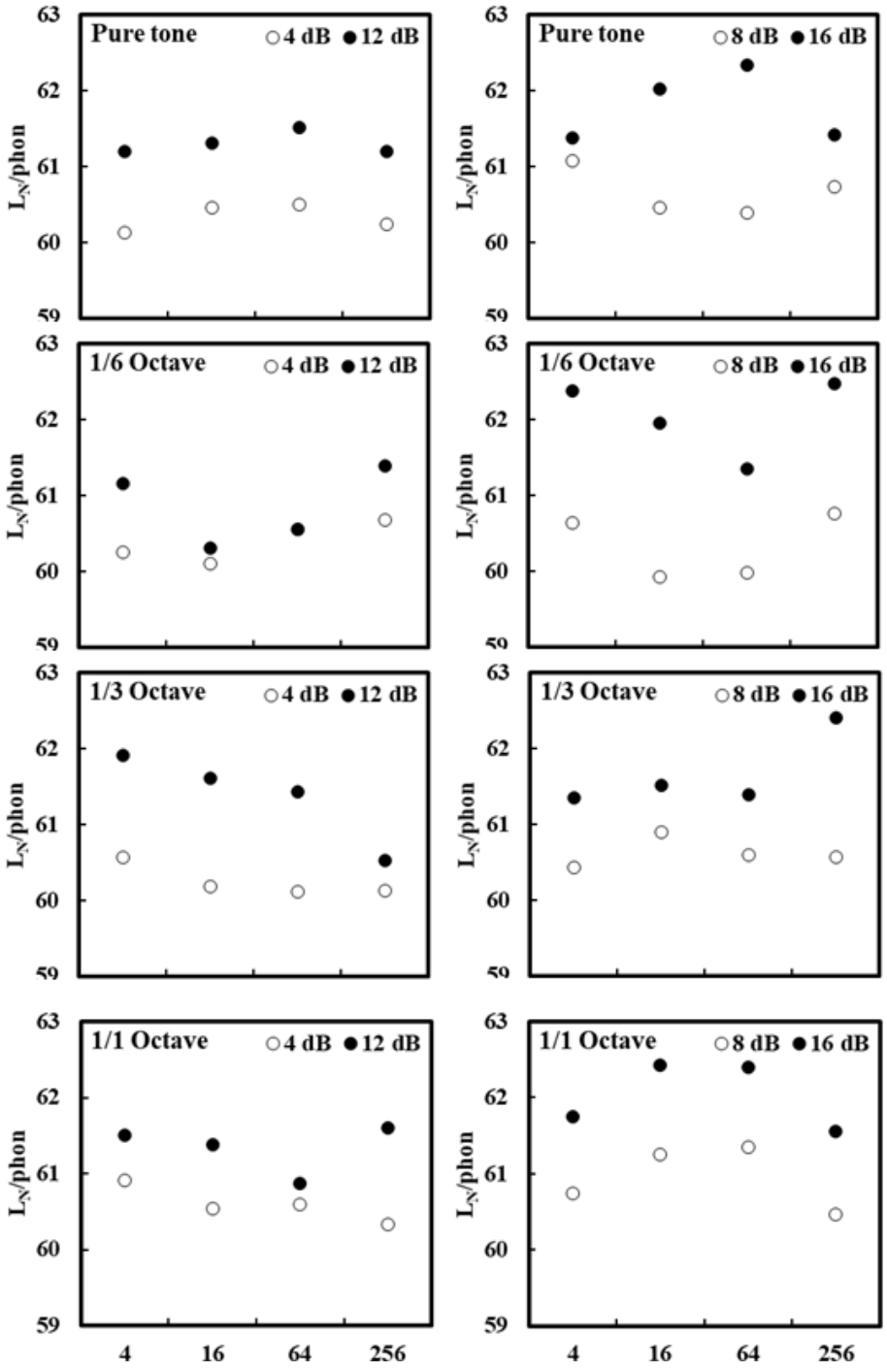


Fig. 1. Results across modulated frequencies at different ILDs (4–16 dB; columns) and bandwidths (pure tones, 1/6, 1/3, 1/1 octave; rows)

The results were subjected to a within-subjects analysis of variance (ANOVA) with factors modulated frequency, and ILD. For the pure tone, 1/3, and 1/1 octave case, the effect of modulated frequency was not significant [$F(3,12) = 0.659$; $p = 0.593$], [$F(3,12) = 0.306$; $p = 0.821$], [$F(3,12) = 1.558$; $p = 0.251$]. Yet for the 1/6 octave case, the effect of modulated frequency was significant [$F(3,12) = 4.550$; $p = 0.024$].

2.2. Effects of bandwidth and ILD

The results of four bandwidths at the same modulated frequency are presented in a subfigure, and four subfigures for four modulated frequencies constitute fig. 2.

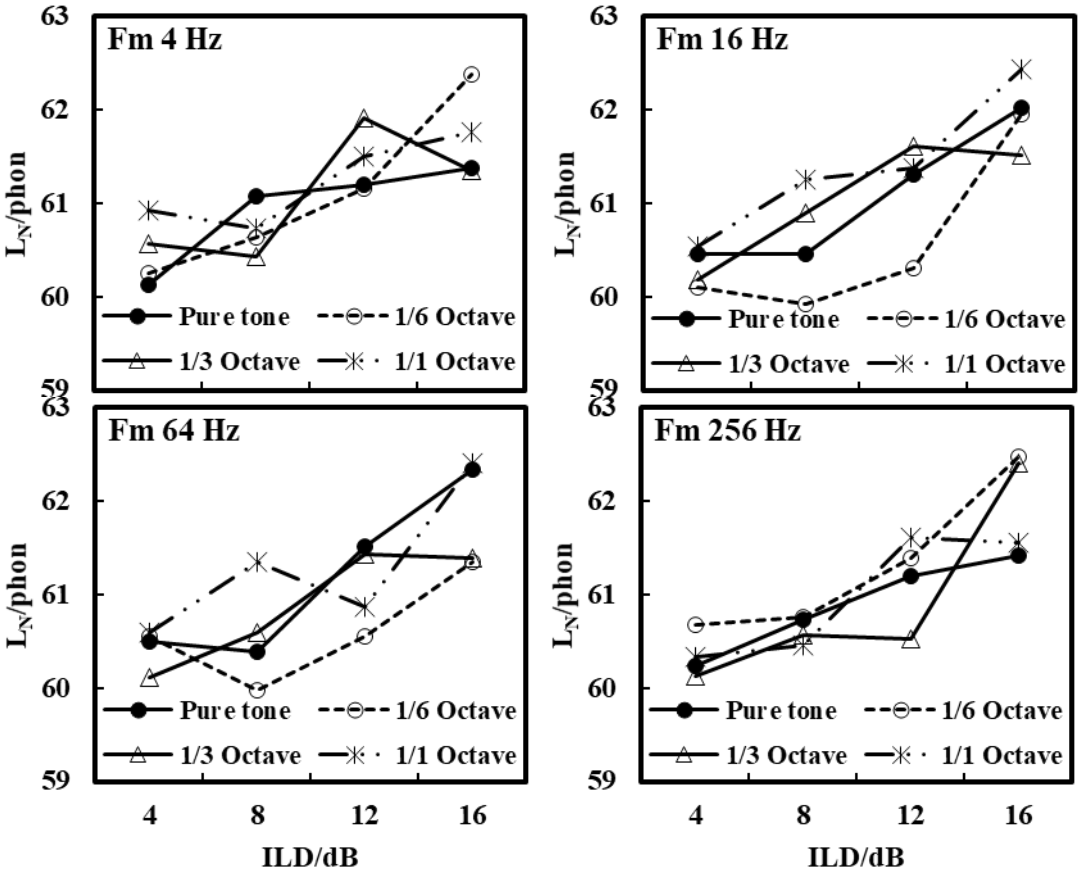


Fig. 2. Results across bandwidths at different ILDs and modulated frequencies

The results were subjected to a within-subjects analysis of variance (ANOVA) with factors bandwidth, and ILD. For all 4 modulated frequency cases, the effect of bandwidth was not significant [$F(3,12) = 0.390$; $p = 0.762$], [$F(3,12) = 3.349$; $p = 0.056$], [$F(3,12) = 2.702$; $p = 0.092$], [$F(3,12) = 1.240$; $p = 0.338$]. Yet, the figure showed that the loudness level increased nonlinearly with ILD. For all 4 modulated frequency cases, the ANOVA showed that the effect of ILD was significant [$F(3,12) = 10.622$; $p = 0.001$], [$F(3,12) = 38.877$; $p < 0.001$], [$F(3,12) = 47.806$; $p < 0.001$], [$F(3,12) = 12.889$; $p < 0.001$].

Conclusion

The results were subjected to a within-subjects analysis of variance (ANOVA) with factors modulated frequency, bandwidth, and ILD. The effect of modulated frequency and bandwidth were not significant [$F(3,12) = 0.433$; $p = 0.733$], [$F(3,12) = 1.303$; $p = 0.319$]. The effect of ILD was significant [$F(3,12) = 28.578$; $p < 0.001$]. Thus, in these conditions adopted, the results were different from those of steady sounds[13]. Other center frequencies will be used to investigate whether the conclusion is the same.

References

1. Zwicker E. Psychoacoustics-Facts and models, 2ndEdition/ Zwicker E., Fastl H. – Berlin: Springer-Verlag, 1999.
2. Chalupper J. Dynamic loudness model (DLM) for normal and hearing-impaired listeners/ Chalupper J., Fastl H. – Acta Acustica united with Acustica 88, 2002. – pp. 378-386.
3. Glasberg B. R. A model of loudness applicable to time-varying sounds/ Glasberg B. R., Moore B. C. J. – J. Audio Eng. Soc. 50, 2002. – pp. 331-342.
4. Bauch H. Die Bedeutung der Frequenzgruppe für die Lautheit von Klangen/ Bauch H. – Acustica 6, 1956. – pp. 40-45.
5. Glasberg B. R. Derivation of auditory filter shapes from notched-noise data/ Glasberg B. R., Moore B. C. J. – Hear. Res. 47, 1990. – pp. 103-138.
6. Hellman R. P. Perceived Magnitude of Two-Tone-Noise Complexes: Loudness, Annoyance, and Noisiness/ Hellman R. P. – J. Acoust. Soc. Am. 77, 1985. – pp. 1497-1504.
7. Fastl H. Loudness and Masking Patterns of Narrow Noise Bands/ Fastl H. – Acustica, 33 1975. – pp. 266-271.
8. Moore B. C. J. Loudness of modulated sounds as a function of modulation rate, modulation depth, modulation waveform and overall level. In: Psychophysical and Physiological Advances in Hearing, Palmer A. R., Rees A., Meddis R. (eds.)/ Moore B. C. J., Launer S., Vickers D. A., Baer T. – London: Whurr, 1998. – pp. 465-471.
9. Moore B. C. J. Factors affecting the loudness of modulated sounds/ Moore B. C. J., Vickers D. A., Baer T. – J. Acoust. Soc. Am. 105, 1999. – pp. 2757-2772.
10. Zhang C. Loudness of Dynamic Stimuli in Acoustic and Electric Hearing/ Zhang C., Zeng F. G. – J. Acoust. Soc. Am. 102, 1997. – pp. 2925-2934.
11. Grimm G. Loudness of fluctuating sounds/ Grimm G., Hohmann V., Verhey J. L. – Acta Acustica united with Acustica 88, 2002. – pp. 359-368.
12. Ozimek E. Binaural perception of the modulation depth of AM signals/ Ozimek E., Konieczny J., Sone T. – Hearing Research 235, 2008. – pp. 125-133.
13. Shao Z. Y. The effect of stimulus bandwidth on binaural loudness summation/ Shao Z. Y., Mo F. S., Mao D. X. – J. Acoust. Soc. Am. 138, 2015. – pp. 1508-1514.

7th All-Russian Research to Practice Conference with international participation
19-21 March 2019
Saint Petersburg, Russia

УДК 534.612.2
OECD 01.03.AA

Using microphone array data to analyse source contributions of a high-speed train to pass-by noise

Sheng X. [1*], Li M. [2], Zhu Z. [3]
[1] Professor, State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, China
[2] PhD student, State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, China
[3] Product Engineer, CRRC Qingdao Sifang Co., LtD, Qingdao, China

Abstract

Microphone array measurement is now commonly performed to rank noise sources on a moving train, generating a so-called beam-forming noise source map. It is demonstrated in this paper that results from such a measurement may be used to estimate contributions of different areas (sources) of the train to pass-by noise. The estimation involves replacing the distributed sources with a number of point sources and assuming that all the frequency components of the point sources are incoherent. The total sound pressure spectrum at a given point in the far field then can be calculated to be the incoherent sum of those generated by the point sources moving uniformly in an acoustic space within which the noise source map is produced, providing a pass-by noise or source contribution model. The usefulness of the model is confirmed for a Chinese high-speed train running along a track on viaduct at 350km/h.

Key words: High-speed train; pass-by noise; microphone array; source contribution.

Использование данных системы микрофонов для анализа вклада источников шума высокоскоростного поезда

Sheng X. [1], Li M. [2], Zhu Z.[3]*
[1] Профессор, Государственная ключевая лаборатория тяговых сил, Юго-западный университет Цзяотун, Чэнду, Китай
[2] Аспирант, Государственная ключевая лаборатория тяговых сил, Юго-западный университет Цзяотун, Чэнду, Китай
[3] Инженер по продукту, CRRC Qingdao Sifang Co., LtD, Циндао, Китай

Аннотация

Использование в измерениях системы микрофонов в настоящее время обычно выполняется для ранжирования источников шума движущегося поезда, создавая так называемую карту источников шума, формирующих лучи. В этой статье показано, что результаты такого измерения могут использоваться для оценки вклада различных участков (источников) поезда в проходящий шум. Оценка включает в себя замену распределенных источников несколькими точечными источниками и допущение, что все частотные компоненты точечных источников являются некогерентными. Полный спектр звукового давления в данной точке в дальней зоне может быть рассчитан как некогерентная сумма тех, которые генерируются точечными источниками, движущимися равномерно в акустическом пространстве, в котором создается карта источника шума, обеспечивая сквозной шум или модель вклада источника. Полезность модели подтверждена для китайского скоростного поезда, бегущего по пути на виадуке со скоростью 350 км / ч.

Ключевые слова: *Высокоскоростной поезд, проходящий шум; система микрофонов; вклад источников шума.*

Introduction

As an environment friendly and energy efficient transport mode, high-speed railways have been, and are still being, developed in many countries. In China alone, more than 29,000km high-speed railways are already in operation with most of the trains running at a maximum speed of 300km/h. Since 23 September 2017, the Beijing-Shanghai high-speed railway line allows some trains to run up to 350km/h, the highest operational speed in the world.

The main environmental impact of high-speed railway operation is noise pollution. As a train travels along a track at high-speed, both the train and track generate high levels of pass-by noise, degenerating living quality of nearby residents. Railway noise is one of the main issues driving people to oppose high-speed railway development. To balance economic benefits and environment impacts, specifications and limits are defined for train pass-by noise in many continents and countries [1, 2].

As a train runs at high speed along a track, a number of noise generation mechanisms or sources are activated. Main noise sources include rolling noise radiated from wheel/track vibrations, and aerodynamic noises generated by, for example, moving bogies and pantographs [3]. Great efforts have been directed to modelling and predicting high-speed train rolling noise [4-6] and aerodynamic noise [7-10]. Such efforts help develop understanding of noise generation mechanisms, estimate source strength and directivity, and design measures for noise control at source.

However, due to the highly complex nature (moving sources, wide frequency range and mixture of different generation mechanisms etc.) of high-speed railway noise, in-situ test and measurement are still necessary for railway noise control. A number of techniques have been used to measure noise generated from a moving train, either near source or in the far field, for different purposes. For example, surface microphones are employed to measure aerodynamic noise near the outer surface of the train body, especially on the windscreen of the driver's cabin and on the roof under a pantograph. Strengths and frequency contents, and their dependences on train speed and track types etc. can be estimated from such measurements [11].

In addition to measurement on train, microphone array measurement in the far field is also commonly performed to identify and rank noise sources on a moving train [12, 13]. The process makes use of a number of data processing techniques, such as the delay-and-sum beam-forming and de-convolution techniques [14] and, for fast moving sources, de-Doppler effect techniques [15, 16]. In all these techniques, sources are normally assumed to be incoherent monopole sources on a source plane (in case of a train, the source plane is the one containing the train's side surface facing the microphone array), although in reality a source on a moving train can be of different nature. For example, a moving pantograph behaves more or less like a dipole source for some frequencies [10], and noises radiated from different parts of a rail are coherent to some extent [17, 18]. Therefore, the sound power of a source determined based on the above assumption may be different from the actual sound power of that source. Nevertheless, beam-forming sound powers have been successfully used to rank, rather than quantify, sources [19, 20].

Efforts to estimate absolute sound pressure levels from microphone array measurement have also been attempted. Ref. [21] uses eigenvalue decomposition of the cross-spectral matrix of a microphone array to estimate absolute sound pressure levels. A recent development is that performing sound-intensity scaling of beam-forming maps that involves area integration can yield reasonable estimates of sub-area sound powers [22]. Latest versions of commercial microphone array measurement systems (e.g. that supplied by Brüel and Kjaer) can output sound pressure, intensity and sound power.

In terms of sound power, noise in bogie areas are most important, even at 350km/h [13]. Sound power in a bogie area estimated from microphone array measurement is the sum of aerodynamic sound power and vibro-acoustic sound power, and separation of these two powers is an important, but difficult, task. Separation of these two sound powers is tried in Ref. [17] by

combining results from microphone array measurement and rolling noise prediction. Ref. [23] presents an assessment of measurement-based methods for separating wheel and track contributions to railway rolling noise.

Models for assessment of pass-by noise e.g. at 7.5 m or 25m from the track central line for a high speed train is useful as they can be used to predict global noise reduction obtained by reduction of one or several sources, e.g. the reduction of rolling noise by implementation of wheel noise absorbers, track noise absorbers, or their combination. For these models, in order to correctly represent train pass-by, a proper description of sources is needed, which nowadays implies using data from microphone array measurements, although the simplest source model has been adopted by most of the microphone array measurement systems. Examples of such pass-by noise models are PROHV, MAT2S and VAMPASS [24]. The first two models were developed early in the 1990s within a number of German-French projects, and the description of the third one can be found in Ref. [25]. The VAMPASS model, developed within the EU-funded SILENCE project [26] for both rail and road, features possible time variation of the sources characteristics, such as starting or braking cycles, variable speed etc. However, the Doppler Effect considered in the VAMPASS model may be too simplified for a high-speed train. Recently, contributions to pass-by noise are also analysed in Ref. [27] based on ray acoustics by assuming that the sources are stationary but the observer moves at the train speed in the opposite direction. Such a treatment cannot correctly reflect the Doppler Effect at high train speeds.

A pass-by noise model is proposed in this paper for determining contributions of sources on a moving train to pass-by noise, using microphone array data. Same as previous models, the one presented in this paper also involves replacing sources on the train with a number of point sources and assuming that all the frequency components of the point sources are incoherent. However, to better consider the moving source effect, sound pressure spectrum due to a moving harmonic source is utilised. Moreover, the total sound pressure spectrum at a fixed point in the far field is synthesised to be an incoherent sum of those generated by the point sources moving uniformly in an acoustic space within which the noise source map is produced.

The mathematical derivation of the model is presented in Section 2 and Appendix. Application of the model using data from a typical microphone array measurement is presented in Section 3 for a high-speed train running at 350km/h along a track on viaduct. Comparisons in pass-by noise between prediction and measurement are also presented in this section, showing that the model is workable. The paper is concluded in Section 4.

1. The pass-by noise model

In this section, sound pressure spectrum at a given position in a full space is given for a harmonic monopole source moving uniformly in the space. By simplifying noise sources on a moving train to be a number of incoherent monopole sources, sound pressure time-history and spectrum (pass-by noise) generated by all the sources or by a group of sources at the given location in the far field can be determined. There are two reasons for assuming the acoustic space to be a full space, a source on the train to be monopole and all the sources to be incoherent. They are: 1) all the microphones are more than 10m above the ground surface, larger than the wavelength at 200Hz, the lower frequency limit of the array; 2) beam-forming sound power intensity on the train source plane is actually calculated by assuming that all the sources are monopole and incoherent.

1.1 Sound pressure spectrum due to a monopole source moving uniformly

Air density and sound speed are denoted by ρ_0 and c_0, respectively. The volume flux amplitude of the monopole source (with velocity directed outward from the point) is denoted by $\tilde{Q}$ in units m^3/s, and the frequency of the source is denoted by Ω. The source moves at speed V

in the positive *x*-direction. At $t=0$, the monopole is at (x_0, y_0, z_0). Sound pressure produced at (x, y, z) by this moving source is temporally transient, although the source itself is temporally harmonic, therefore is denoted by $g(x, y, z; x_0, y_0, z_0; \Omega; t)$. The frequency spectrum, $\hat{g}(x, y, z; x_0, y_0, z_0; \Omega; f)$, at spectral frequency *f*, of $g(x, y, z; x_0, y_0 z_0; \Omega; t)$ is defined through the following Fourier transform,

$$\hat{g}(x, y, z; x_0, y_0, z_0; \Omega; f) = \int_{-\infty}^{\infty} g(x, y, z; x_0, y_0, z_0; \Omega; t) \mathrm{e}^{-\mathrm{i}2\pi f t} \mathrm{d}t . \tag{1}$$

From the appendix,

$$\hat{g}(x, y, z; x_0, y_0, z_0; \Omega; f) = \frac{\mathrm{i}\rho_0 \tilde{Q} 2\pi f}{V} \tilde{G}(\beta, y, z; y_0, z_0) \mathrm{e}^{\mathrm{i}\beta(x-x_0)}, \tag{2}$$

where, $\mathrm{i} = \sqrt{-1}$,

$$\tilde{G}(\beta, y, z; y_0, z_0) = \frac{1}{2\pi} K_0(\kappa r) . \tag{3}$$

with $K_0(\cdot)$ being the modified Bessel functions of order zero of the second kind, and

$$r = \sqrt{(y-y_0)^2 + (z-z_0)^2} , \tag{4}$$

$$\kappa = \sqrt{\beta^2 - k_0^2} , \tag{5}$$

$$\beta = (\Omega - 2\pi f)/V , \tag{6}$$

$$k_0 = 2\pi f / c_0 . \tag{7}$$

It can be shown that, sound power, *W*, radiated by the same monopole source stationary in the space is given by [28]

$$W = \frac{\rho_0 \Omega^2 |\tilde{Q}|^2}{8\pi c_0}, \tag{8}$$

which can be used to worked out the equivalent volume flux of a compact source from its radiated sound power.

1.2 The pass-by noise prediction model

If there are a number, *M*, of sources at the same frequency Ω and moving in the same direction at the same speed *V*, the total sound pressure spectrum at (x, y, z) can be calculated, according to Eq. (2), to be

$$\hat{g}(x, y, z; \Omega; f) = \frac{\mathrm{i}\rho_0 2\pi f}{V} \sum_{j=1}^{M} \left[\tilde{Q}_j(\Omega) \tilde{G}(\beta, y, z; y_{j0}, z_{j0}) \mathrm{e}^{\mathrm{i}\beta(x-x_{j0})} \right], \tag{9}$$

where, $\tilde{Q}_j(\Omega)$ is the volume flux amplitude of the *j*th source which is at (x_{j0}, y_{j0}, z_{j0}) when *t* = 0. It can be seen from Eq. (9) that, the total pass-by sound pressure spectrum depends on relative locations between the observer and sources at *t* = 0, rather than their absolute positions.

Equation (9) is for a number, *M*, of sources at a single source frequency Ω. In reality, each source may contain a number of frequency components. The sound pressure spectrum at the

observation point, denoted by $\hat{g}(x, y, z; f)$, due to a number, N, of frequency components of the sources, $\tilde{Q}_j(\Omega_k)$, where $j = 1,2,\cdots,M$ and $k = 1,2,\cdots,N$, is given by

$$\hat{g}(x, y, z; f) = \frac{\mathrm{i}\rho_0 2\pi f}{V} \sum_{j=1}^{M} \sum_{k=1}^{N} \left[\tilde{Q}_j(\Omega_k) \tilde{G}(\beta_k, y, z; y_{j0}, z_{j0}) \mathrm{e}^{\mathrm{i}\beta_k (x - x_{j0})} \right], \tag{10}$$

where $0 < \Omega_{\min} \le \Omega_k \le \Omega_{\max}$, and $\Omega_{\min}$ and $\Omega_{\max}$ are the minimum and maximum angular frequencies of the sources; and

$$\beta_k = (\Omega_k - 2\pi f)/V . \tag{11}$$

Note that the units of $\hat{g}(x, y, z; f)$ are Pa/Hz.

Equation (10) can be used to predict spectra of pass-by noise due to all the sources and due to each or a group of sources. By performing inverse Fourier transform on these spectra, sound pressure time-histories due to all the sources and due to each or a group sources can be produced by taking the real part of the transforms.

For noise sources on a moving train, it may be assumed that the frequency components of the sources are incoherent, so that the mean squared spectrum can be calculated to be,

$$\left\langle \left| \hat{g}(x, y, z; f) \right|^2 \right\rangle = \left| \frac{\rho_0 2\pi f}{V} \right|^2 \sum_{j=1}^{M} \sum_{k=1}^{N} \left[\left| \tilde{Q}_j(\Omega_k) \right|^2 \left| \tilde{G}(\beta_k, y, z; y_{j0}, z_{j0}) \right|^2 \right], \tag{12}$$

from which the magnitudes of the spectra of pass-by noise due to all the sources and due to each or a group of sources can be predicted. Now it can be seen from Eq. (12) that the magnitudes of the spectra do not rely on the x-coordinates of the sources and the observation point.

Due to the Doppler Effect, the frequency range [$f_{\min}$, $f_{\max}$] of the pass-by noise spectrum will be wider than that of the sources. In fact, they can be related by [29]

$$f_{\min} = \frac{c_0}{c_0 + V} \frac{\Omega_{\min}}{2\pi}, \quad f_{\max} = \frac{c_0}{c_0 - V} \frac{\Omega_{\max}}{2\pi} . \tag{13}$$

Equation (13) can also be determined by setting $\kappa = 0$ in Eq. (5).

3. Applications

A large number of microphone array measurements have been performed during the development of the Chinese high-speed railway network in the past decade or so. These measurements have helped understand noise characteristics of the high-speed trains and railways and low noise train design. Data from microphone array measurement may also be used to predict pass-by noise and analyse source contributions using the model presented in Section 2. This is demonstrated in this section using data generated from one of the measurement programs.

3.1 A brief description of the measurement

Data used in this paper were measured for a high-speed train consisting of eight carriages running along a track on viaduct. From right to left, the eight carriages are numbered as Vehicle 1, Vehicle 2, etc. There are two pantographs on the train. The first one is on the roof of the third vehicle, and the second one is above the sixth vehicle. Only one pantograph is raised (in use) to contact the catenary and the other is lowered down to rest. When the first pantograph is in use and Vehicle 1 runs as the train head, the knee of the pantograph is leading the pantograph (a leading knee). When the second pantograph is in use and Vehicle 8 runs as the train head, the

knee of the pantograph is also leading. For all other configurations, the knee of the pantograph in use is trailing the pantograph (a trailing knee). See Fig. 1 for illustration.

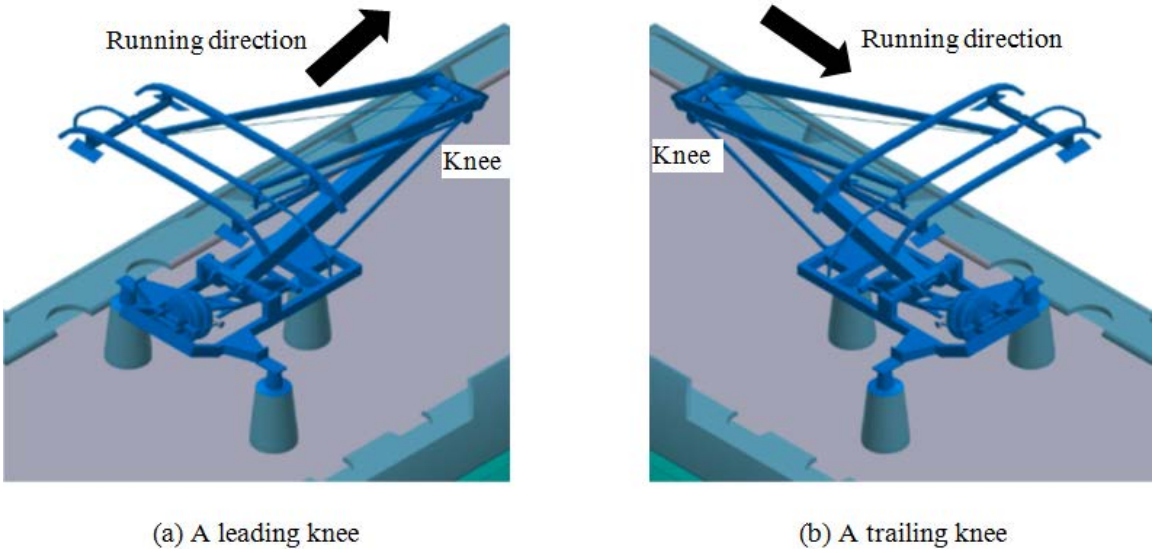


Fig. 1. Pantograph in use with (a) a leading knee; (b) a trailing knee

Where the measurement is performed, the rail top surface is about 10m above a flat, rather absorbing, ground surface. The microphone array system used is from B&K with 78 microphones arranged within a circular area of 4m in diameter, and the software used for data analysis is the B&K PULSE system. The array is placed at a distance of 7.5m from the centre line of the track along which the train runs, and the height of the array centre is 2m above the rail top surface (Fig. 2).

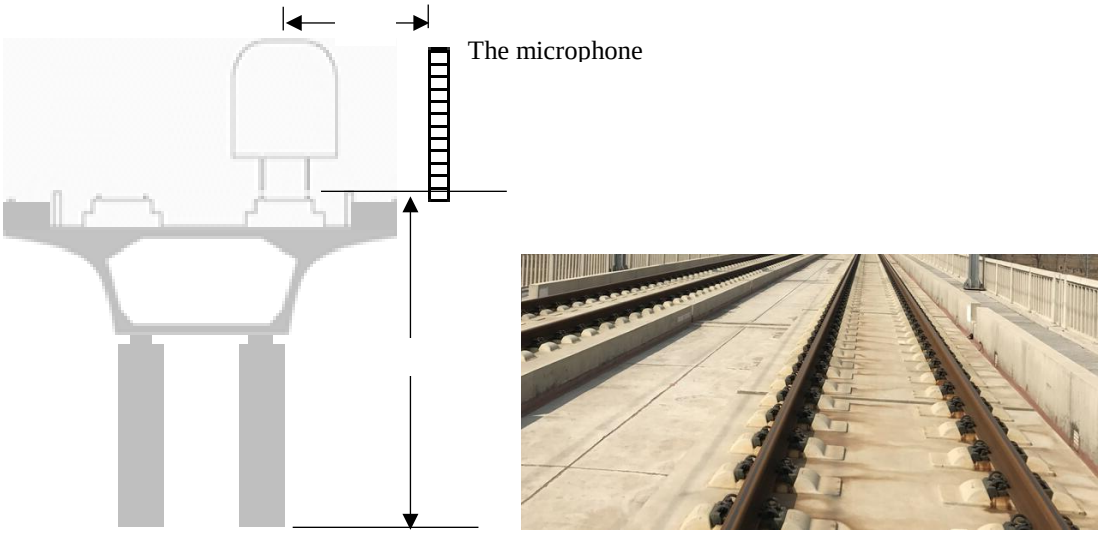


Fig. 2. Microphone array measurement layout and the track

Based on sound pressure time-histories measured by the microphone array, sound intensity is produced at a spatial resolution of 0.1×0.1m for a rectangular vertical plane (the source plane) containing the train side surface (Fig. 3) facing the array. Sound intensity is generated for frequencies from 200Hz to 5000Hz at a step of 16Hz. That components below 200Hz are excluded is due to two considerations; one is the lower frequency limit of the array

[30], and the other is the fact that below 200Hz noise radiated from bridge vibration may not be insignificant [31].

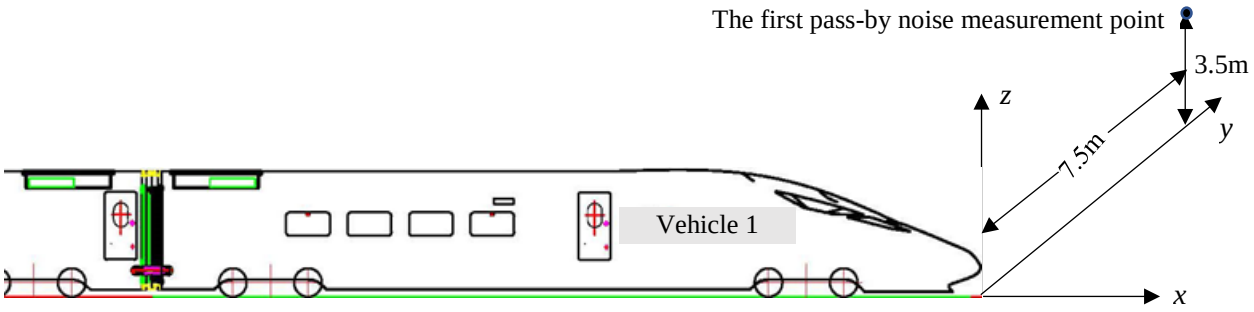


Fig. 3. Coordinate system for the source plane and the first pass-by noise measurement point. The *x*-axis is on the rail top surface

3.2 Definition for train noise sources

The source plane is divided into a number of rectangular areas. At the centre of each area (a source area) is located a point source having the same sound power as the beam-forming sound power of that area. Ideally, source areas should be defined in such a way that, 1) they can fulfil the assumption of incoherent noise sources, meaning that each area must be large enough; 2) they can give a good indication of actual noise sources on the train; and 3) they can provide a direction for pass-by noise reduction if needed. In this paper, seven types of source area are defined for each vehicle (Fig. 4):

(1) Bogie: there are 16 bogies generating noise vibro-acoustically (by wheel/rail vibrations) and aerodynamically;

(2) Windshield: there are 7 windshields generating noise aerodynamically;

(3) Cavity under windshield: there are 7 such cavities generating noise vibro-acoustically (by rail vibration) and aerodynamically;

(4) Car body: there are 8 car bodies generating noise aerodynamically;

(5) Cavity under car: there are 8 such cavities generating noise vibro-acoustically (by rail vibration) and aerodynamically;

(6) The first pantograph (the one on the third vehicle): generating noise aerodynamically;

(7) The second pantograph (the one on the sixth vehicle): generating noise aerodynamically.

For a bogie (a source, see Fig. 4), the area is 5m×1.5m (length × height); for a windshield (a source) between two carriages, the area is 1m×4m; and for a pantograph (a source), the area is a square of 6m×2.3m having the pantograph centred. It can be seen from Fig.4 that, the sizes of an area approximately match the dimensions of a part on a vehicle that is functionally different from other parts of the vehicle.

It should be noted that, although an area defined above can generate noise by itself (as stated above), beam-forming sound power for this area may also contains components generated from other sources. For example, noise in a cavity under windshield largely contains noises from neighbouring bogies. The implications of 'noise mixture' on source contribution analysis will be discussed in Section 3.3.

Pass-by noise is also measured at two locations in the field, the first one being 7.5m away from the track central line and 3.5m above the railhead (see Fig. 3) and the second being at the same height as the first one but is 25m away from the track central line. Such measured data can be used to validate results predicted using the model developed in this paper.

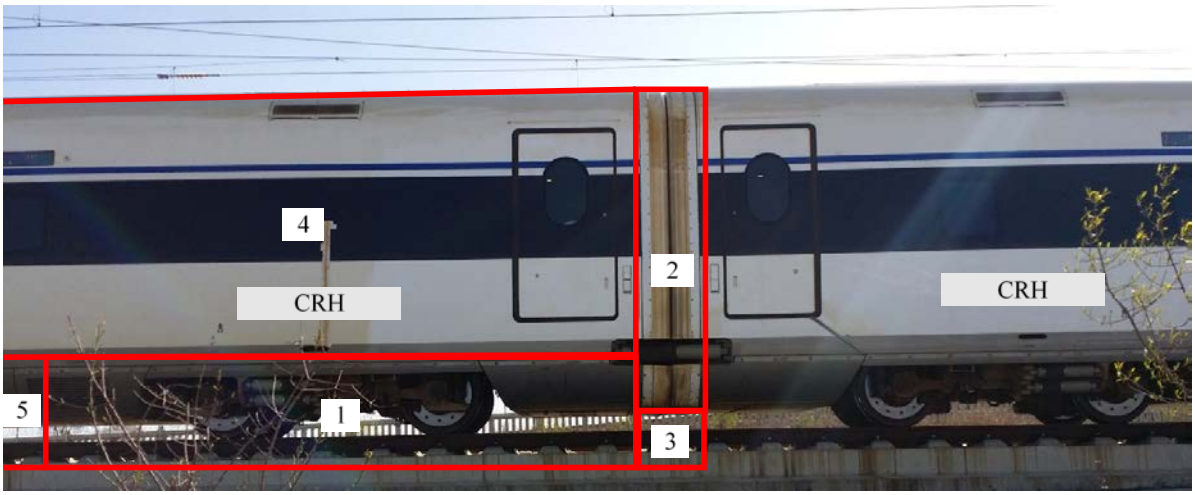


Fig. 4. Definition of source area. 1-bogie; 2-windshield; 3-cavity under windshield; 4-car body; 5-cavity under car

3.3 Analysis of source contribution to pass-by noise

In this section, the model presented in Section 2 is applied to analyse source contributions. Presented results are:

(1) Predicted source contributions to the frequency spectrum of the pass-by noise and a comparison between the predicted and measured sound pressure level spectra;

(2) Predicted source contributions to the time history of pass-by noise and a comparison between the predicted and measured sound pressure level time histories;

(3) Predicted source contributions to the overall (an integration of squared sound pressure spectrum in the frequency range of 100 to 5000Hz) sound pressure levels and a comparison between the predicted and measured overall sound pressure levels.

When Vehicle 1 runs as head, the x-coordinate of the nose of Vehicle 1 at $t = 0$ is set to be 0m, the same as those of the pass-by noise measurement locations, and the x-coordinates of the noise sources are all negatively valued, see Fig. 3. When Vehicle 8 runs as head, the x-coordinate of the nose of Vehicle 8 at $t = 0$ is also set to be 0m, and the x-coordinates of the noise sources are all positively valued. However, in this case, the train speed must be set to be negative, since the train is now running in the '$-x$' direction.

To analyse source contribution to pass-by noise time history, the phase angles of the frequency components of the sources have to be assumed, since phase information is not available in the microphone array system used. In this paper, the phase angles are assumed to be independently random satisfying a distribution uniform over$[0,2\pi]$.

In what follows, the frequency resolution for the spectra is 16Hz, and the time resolution for the time histories is 0.02s (the length of the train is about 210m, and the train pass-time at 350km/h is about 2.16s).

3.3.1 Run 1: Vehicle 1 as head and the first pantograph in use with a leading knee

Figures 5-7 show results for Measurement No. 350-421-316. The train runs at 350km/h with Vehicle 1 as head and the first pantograph in use with a leading knee. Several observations can be made:

(1) The predicted sound pressure level spectra (Fig. 5) and time-histories (Fig. 6) agree fairly well with measurement for both locations. It is noticed that, for a given location, the extent to which prediction agrees with measurement is different for the spectrum and time-history, and this is caused by the difference in source phase between spectrum prediction and time-history prediction.

(2) From Fig. 5 it is seen that, when frequency is less than about 2200Hz, all the bogie areas as a whole is the largest contributor. However, when frequency is higher than 2500Hz, contribution from all the car bodies is the largest.

(3) In terms of noise level time-history (Fig.6) and over all sound pressure level (Fig.7), the first three contributors are bogie, car body and cavity under car. However, the working pantograph with a leading knee contributes more than all the bogies at the instant when the pantograph is just passing.

(4) Since the first pantograph is in use with a leading knee, contribution from this pantograph is much higher than that from the second pantograph that is at rest (Figs. 6 and 7).

(5) The contribution of the first pantograph to the overall sound pressure level exceeds that from all the windshields (Fig.7).

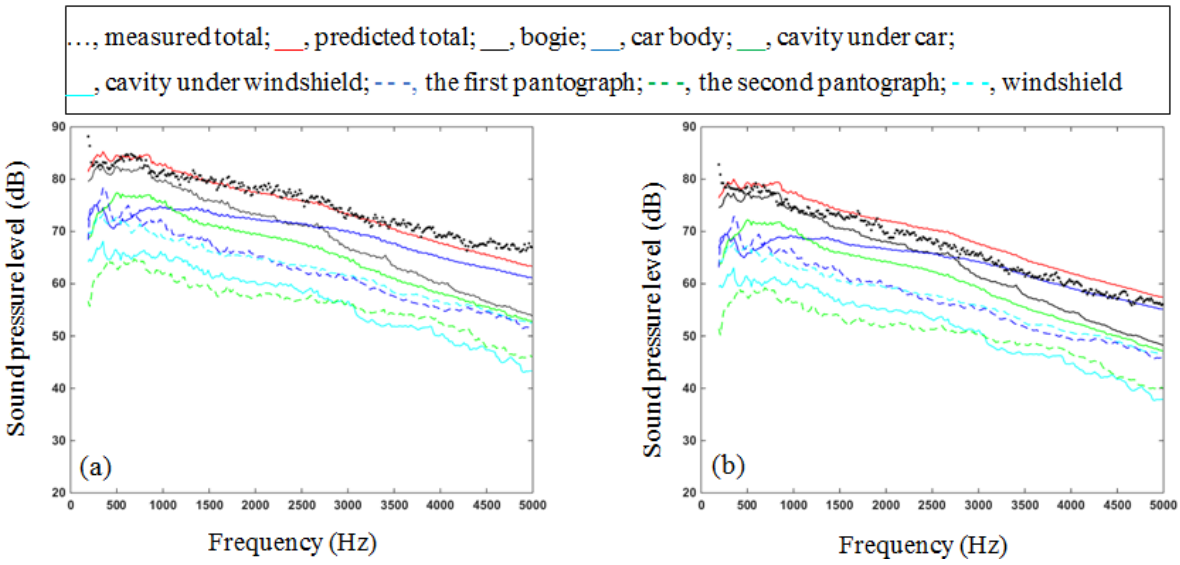


Fig. 5. Source contributions to pass-by noise level (dB re 20 μPa) frequency spectrum for Measurement No. 350-421-316. Train speed 350km/h, Vehicle 1 as head, first pantograph in use with a leading knee. (a) For the first location at 7.5 m; (b) for the second location at 25 m

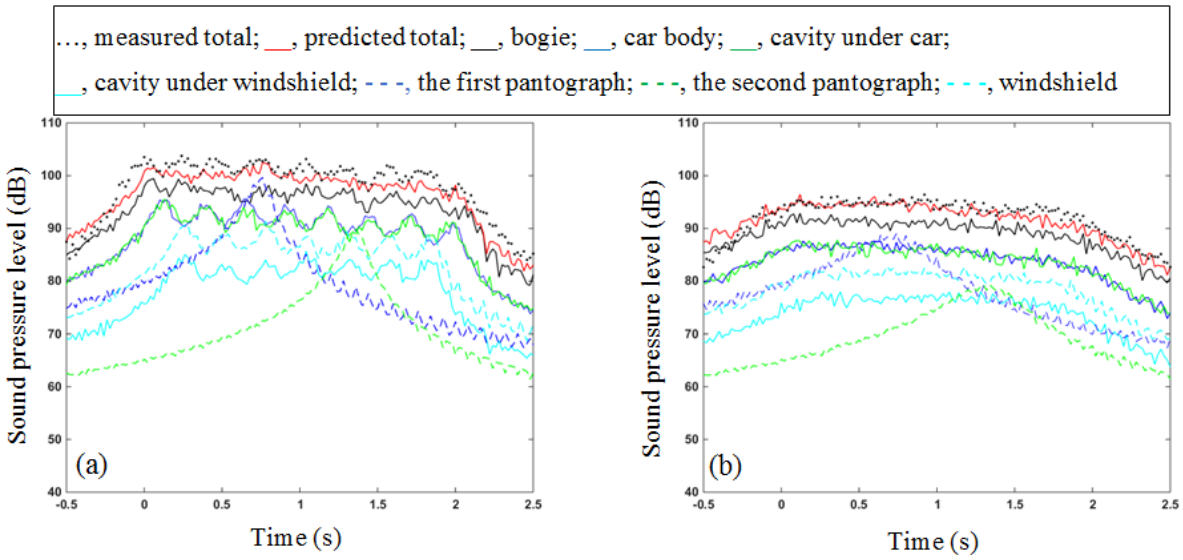


Fig. 6. Source contributions to pass-by noise level (dB re 20 μPa) time history for Measurement No. 350-421-316. Train speed 350km/h, Vehicle 1 as head, first pantograph in use with a leading knee. (a) For the first location at 7.5 m; (b) for the second location at 25 m

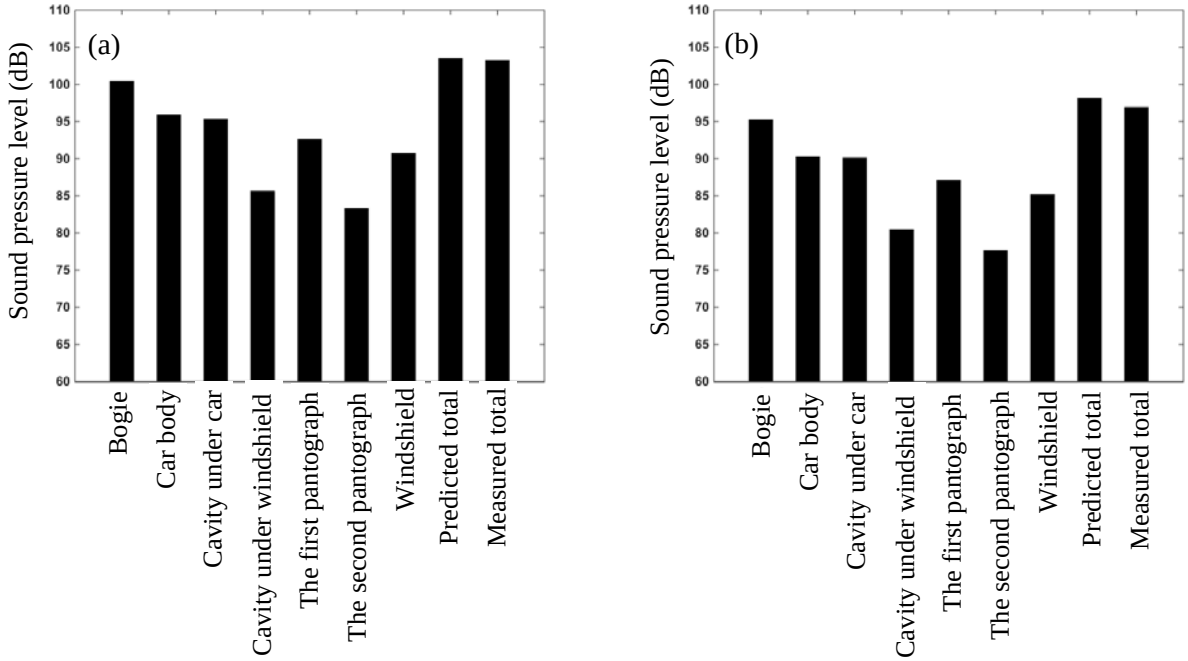


Fig. 7. Source contributions to pass-by noise level (dB(A) re 20 μPa) for Measurement No. 350-421-316. Train speed 350km/h, Vehicle 1 as head, first pantograph in use with a leading knee. (a) For the first location at 7.5m; (b) for the second location at 25m

3.3.2 Run 2: Vehicle 1 as head and the second pantograph in use with a trailing knee

At 350km/h, measurement is also performed (Measurement No. 350-422-310) using the second pantograph with a trailing knee to collect power, and the results are shown in Figs. 8 and 9. Observations (1)-(3) made above still apply.

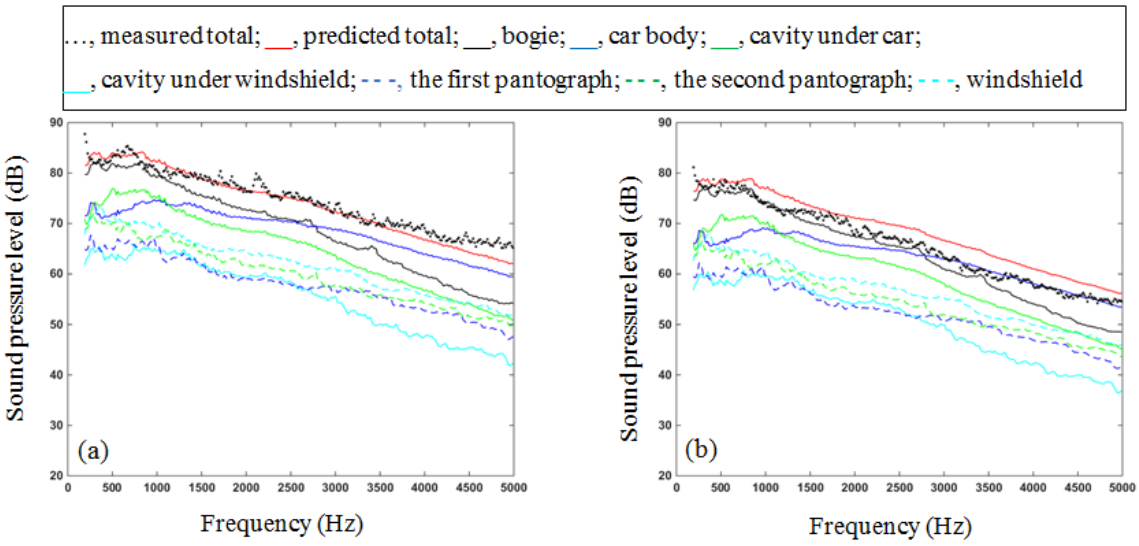


Fig. 8. Source contributions to pass-by noise level (dB re 20 μPa) frequency spectrum for Measurement No. 350-422-310. Train speed 350km/h, Vehicle 1 as head, second pantograph in use with a trailing knee. (a) For the first location at 7.5m; (b) for the second location at 25m

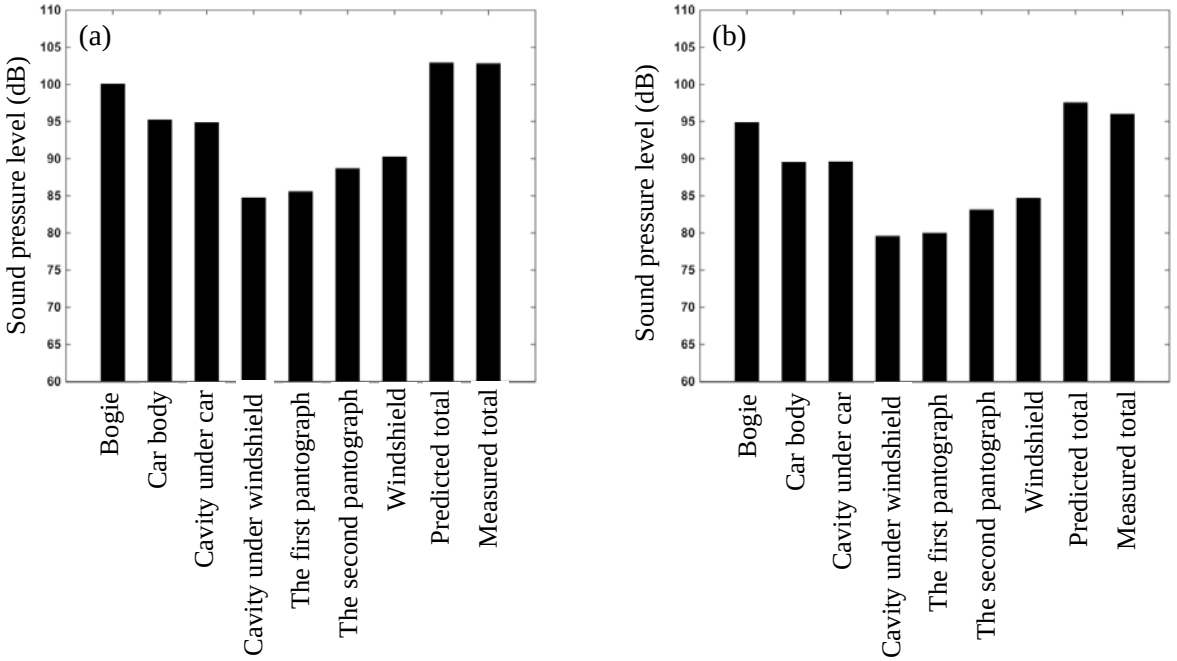


Fig. 9. Source contributions to pass-by noise level (dBA re 20 μPa) frequency spectrum for Measurement No. 350-422-310. Train speed 350km/h, Vehicle 1 as head, second pantograph in use with a trailing knee. (a) For the first location at 7.5m; (b) for the second location at 25m

A comparison in contribution to sound pressure level (dB) at the first location at 7.5m between the two runs is shown in Table 1. The only difference in measurement configuration between these two runs is the pantograph in use. In Run 1, the first pantograph is used with a leading knee while in Run 2 the second pantograph is used with a trailing knee. From Table 1 it can be seen that:

(1) Except for the two pantographs, the differences in predicted source contribution are within 0.9dB, indicating a good repeatability of these two runs.

(2) A pantograph used with a leading knee contributes 3.9dB (92.6-88.7 = 3.9) more than when it is used with a trailing knee.

(3) A pantograph at rest with a leading knee contributes 2.4dB (85.6-83.2 = 2.4) more than when it is at rest with a trailing knee.

Table 1
Contributions to sound pressure level at the first location at 7.5m (dB)

Run	Bogie	Car body	Cavity under car	Cavity under windshield	The 1st pantograph	The 2nd pantograph	Windshield	Predicted total	Measured total
Run 1	100.4	95.9	95.3	85.6	92.6 (a leading knee)	83.2 (at rest)	90.7	103.5	103.3
Run 2	100.1	95.2	94.9	84.7	85.6 (at rest)	88.7 (a trailing knee)	90.2	102.9	102.8
Diff.	0.3	0.7	0.4	0.9	7.0	-5.5	0.5	0.6	0.5

Conclusions

In this paper, a model is developed for the determination of contributions of sources on a moving train to pass-by noise. In the model, sound pressure time history and frequency spectrum at a given location in the field are calculated to be an incoherent sum of those

generated by a number of harmonic monopole sources moving uniformly in the track direction. Powers of the sources are estimated from microphone array measurement.

The pass-by noise predicted from the model is compared to measurement for two locations for a train runs along a track on viaduct at 350km/h. Good agreements are achieved. This implies that, data from microphone array measurement (including data processing) and the pass-by noise prediction model are workable.

In terms of sound pressure level spectrum, the first three contributors are bogies, car bodies and cavities under car. For frequencies higher than about 2500Hz, the car bodies, which mainly generate noise aerodynamically, are most important. For frequencies lower than 2200Hz, the bogies are most important.

Regarding source contribution to pass-by noise time history, the bogies are the main contributor. However at 350km/h, the pantograph with a leading knee contributes more than all the bogies at the moment when the pantograph is just passing. Therefore, further pass-by noise control should be targeted at bogies and pantograph.

Appendix: Sound radiation from a monopole source moving uniformly in a free space

In this appendix, sound pressure frequency spectrum is derived for a harmonic monopole source moving uniformly in a free space. The volume flux of the monopole source (with velocity directed outward from the point) is denoted by $\tilde{Q}$ in m^3/s, and its frequency is denoted by Ω. The source moves at speed V in the positive x-direction. At $t = 0$, the monopole is at (x_0, y_0, z_0). According to Ref. [29], the sound pressure, denoted by $g(x, y, z; x_0, y_0, z_0; t)$, produced by this moving source at (x, y, z), satisfies

$$\nabla^2 g - \frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 g}{\partial t^2} = -\rho_0 \tilde{Q}\frac{\partial}{\partial t}\left\{\delta(x - x_0 - Vt)\delta(y - y_0)\delta(z - z_0)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\Omega t}\right\}, \tag{A1}$$

where, ρ_0 denotes air density, c_0 denotes sound speed and $\delta(\cdot)$ is the delta function. The Fourier transform with respect to x of this equation is given by

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \bar{g}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{g}}{\partial z^2} - \beta^2 \bar{g} - \frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 \bar{g}}{\partial t^2} &= -\rho_0 \tilde{Q}\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}\frac{\partial}{\partial t}\left\{\delta(y - y_0)\delta(z - z_0)\mathrm{e}^{\mathrm{i}(\Omega - \beta V)t}\right\} \\ &= -\mathrm{i}\rho_0 \tilde{Q}(\Omega - \beta V)\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}\delta(y - y_0)\delta(z - z_0)\mathrm{e}^{\mathrm{i}(\Omega - \beta V)t}\end{aligned}, \tag{A2}$$

where,

$$\bar{g} = \bar{g}(\beta, y, z; x_0, y_0, z_0; t) = \int_{-\infty}^{\infty} g(x, y, z; x_0, y_0, z_0; t)\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x}\mathrm{d}x. \tag{A3}$$

By letting

$$\bar{g}(\beta, y, z; x_0, y_0, z_0; t) = \tilde{g}(\beta, y, z; y_0, z_0)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t},\ \omega = \Omega - \beta V, \tag{A4}$$

Equation (A2) becomes

$$\frac{\partial^2 \tilde{g}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \tilde{g}}{\partial z^2} + \left(\frac{\omega^2}{c_0^2} - \beta^2\right)\tilde{g} = -\mathrm{i}\rho_0 \tilde{Q}\omega\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}\delta(y - y_0)\delta(z - z_0). \tag{A5}$$

In terms of polar coordinates r and θ, where, $r = \sqrt{(y - y_0)^2 + (z - z_0)^2}$, $y - y_0 = r\cos\theta$ and $z - z_0 = r\sin\theta$, Eq. (A5) becomes

$$\frac{\mathrm{d}^2\tilde{g}}{\mathrm{d}r^2}+\frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}\tilde{g}}{\mathrm{d}r}-\kappa^2\tilde{g}=-\frac{\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}\omega}{2\pi r}\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}\delta(r), \tag{A6}$$

where

$$\kappa=\sqrt{\beta^2-k_0^2},\ k_0=\omega/c_0. \tag{A7}$$

The general solution of Eq. (A6) is given by (except for $r=0$)

$$\tilde{g}(\beta,y,z;x_0,y_0,z_0)=C_1I_0(\kappa r)+C_2K_0(\kappa r), \tag{A8}$$

where C_1 and C_2 are constants, $I_0(\cdot)$ and $K_0(\cdot)$ are the modified Bessel functions of order zero of the first kind and the second kind. Since for $\kappa>0$, $I_0(\kappa r)\to\infty$ as $r\to\infty$, C_1 must be zero. Thus

$$\tilde{g}(\beta,y,z;x_0,y_0,z_0;\Omega)=C_2K_0(\kappa r). \tag{A9}$$

To determine C_2, integrate Eq. (A6) over a circular area, S_ε, of radius ε with $\varepsilon\to 0$,

$$\lim_{\varepsilon\to0}\int_0^{\varepsilon}\int_0^{2\pi}\left(\frac{\mathrm{d}^2\tilde{g}}{\mathrm{d}r^2}+\frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}\tilde{g}}{\mathrm{d}r}-\kappa^2\tilde{g}\right)r\mathrm{d}\theta\mathrm{d}r=-\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}\omega\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0},$$

$$\lim_{\varepsilon\to0}\int_0^{\varepsilon}\left(\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}\left(r\frac{\mathrm{d}\tilde{g}}{\mathrm{d}r}\right)-\kappa^2r\tilde{g}\right)\mathrm{d}r=-\frac{\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}\omega}{2\pi}\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}.$$

The left term can be manipulated as follows (note: as $r\to0$, $rK_0(\kappa r)\to0$, $r\mathrm{d}K_0(\kappa r)/\mathrm{d}r\to-1$)

$$\lim_{\varepsilon\to0}\int_0^{\varepsilon}\left(\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}\left(r\frac{\mathrm{d}\tilde{g}}{\mathrm{d}r}\right)-\kappa^2r\tilde{g}\right)\mathrm{d}r=\lim_{\varepsilon\to0}\left(r\frac{\mathrm{d}\tilde{g}}{\mathrm{d}r}\right)\Bigg|_0^{\varepsilon}=C_2\lim_{\varepsilon\to0}\varepsilon\frac{\mathrm{d}K_0(\kappa\varepsilon)}{\mathrm{d}r}=-C_2,$$

$$\text{Thus, } C_2=\frac{\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}\omega}{2\pi}\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}\text{, and}$$

$$\tilde{g}(\beta,y,z;x_0,y_0,z_0)=\frac{\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}\omega}{2\pi}\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}K_0(\kappa r)=\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}\omega\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}\tilde{G}(\beta,y,z;y_0,z_0), \tag{A10}$$

where

$$\tilde{G}(\beta,y,z;y_0,z_0)=\frac{1}{2\pi}K_0(\kappa r). \tag{A11}$$

Thus,

$$\begin{aligned}g(x,y,z;x_0,y_0,z_0;t)&=\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\left(\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}\omega\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\beta x_0}\tilde{G}(\beta,y,z;y_0,z_0)\right)\mathrm{e}^{\mathrm{i}(\Omega-\beta V)t}\mathrm{e}^{\mathrm{i}\beta x}\mathrm{d}\beta\\&=\left(\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}\omega\tilde{G}(\beta,y,z;y_0,z_0)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\beta(x-x_0-Vt)}\mathrm{d}\beta\right)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\Omega t}\end{aligned}. \tag{A12}$$

The sound pressure frequency spectrum can be computed by Fourier-transforming Eq. (A12) with respect to time *t*, i.e.

$$\hat{g}(x,y,z;x_0,y_0,z_0;f)=\int_{-\infty}^{\infty}g(x,y,z;x_0,y_0,z_0;t)\mathrm{e}^{-\mathrm{i}2\pi ft}\mathrm{d}t\,. \tag{A13}$$

$$g(x,y,z;x_0,y_0,z_0;t)=\int_{-\infty}^{\infty}\hat{g}(x,y,z;x_0,y_0,z_0;f)\mathrm{e}^{\mathrm{i}2\pi ft}\mathrm{d}f\,. \tag{A14}$$

By letting

$$\beta=(\Omega-2\pi f)/V\,,\ \omega=\Omega-\beta V=2\pi f\,,\ \mathrm{d}\beta=-\frac{2\pi}{V}\mathrm{d}f\,, \tag{A15}$$

Eq. (A12) becomes

$$\begin{aligned}g(x,y,z;x_0,y_0,z_0;t)&=\frac{1}{V}\left(\int_{-\infty}^{\infty}\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}2\pi f\tilde{G}(\beta,y,z;y_0,z_0)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\frac{\Omega-2\pi f}{V}(x-x_0)}\mathrm{e}^{-\mathrm{i}(\Omega-2\pi f)t}\mathrm{d}f\right)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\Omega t}\\&=\frac{1}{V}\left(\int_{-\infty}^{\infty}\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}2\pi f\tilde{G}(\beta,y,z;y_0,z_0)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\frac{\Omega-2\pi f}{V}(x-x_0)}\mathrm{e}^{\mathrm{i}2\pi ft}\mathrm{d}f\right)\end{aligned}\,. \tag{A16}$$

Comparison of Eq. (A14) and (A16) yields,

$$\hat{g}(x,y,z;x_0,y_0,z_0;f)=\frac{\mathrm{i}\rho_0\tilde{Q}2\pi f}{V}\tilde{G}(\beta^*,y,z;y_0,z_0)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\beta^*(x-x_0)}, \tag{A17}$$

where,

$$\beta^*=(\Omega-2\pi f)/V\,. \tag{A18}$$

To emphasise the dependence on the source frequency Ω, the spectrum may be denoted alternatively by $\hat{g}(x,y,z;x_0,y_0,z_0;\Omega;f)$.

Acknowledgments

This work is funded by National Key R&D Program of China (2016YFE0205200), the National Natural Science Foundation of China (U1834201), and Scientific Research Foundation of State Key Laboratory of Traction Power (2017TPL_T01).

References

1. Directive 2001/16/EC of the European Parliament and of the Council of 19 March 2001 on the interoperability of the trans-European conventional rail system. –Official Journal of the European Communities L110, 2001. –pp. 1-27.
2. Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise. –Official Journal of the European Communities L189, 2002. –pp. 12-25.
3. Thompson D. J. Railway Noise and Vibration. Modelling and Means of Control/ D. J. Thompson. – Great Britain: Elsevier, 2008. – 536 p.
4. Thompson D. J. Review of research into wheel/rail rolling noise reduction/ Thompson D. J., Gautier P.-E. –Proceedings of IMechE, Part F: Journal of Rail Rapid Transit 220, 2006. –pp. 385–407.
5. Zhang X. Sound radiation of a railway rail in close proximity to the ground/ Zhang X., Squicciarini G., Thompson D. J. –Journal of Sound Vibration 362, 2016. –pp. 111-124.

6. Sheng X. Vibration and sound radiation of slab high-speed railway tracks subject to a moving harmonic load/ Sheng X., Zhong T., Li Y. –Journal of Sound and Vibration 395, 2017. –pp. 160-186.

7. Zhu J. Analysis of aerodynamic and aeroacoustic behaviour of a simplified high-speed train bogie/ Zhu J., Hu Z., Thompson D. J. –Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems, Springer Berlin Heidelberg, 2015. –pp. 489-496.

8. Luo L. Numerical simulation of aerodynamic noises in the far field of the high-speed train with considering bogies and connection windshields/ Luo L., Wang Y., Zhang C. – Journal of Vibroengineering 19, 2017. –pp. 2262-2278.

9. Luo L. Aerodynamic noise analysis of high-speed train with pantograph system/ Luo L., Zheng X., Lv Y., Hao Z. –Journal of Zhejiang University (Applied Physics & Engineering) 49, 2015. –pp. 2179-2185.

10. Thompson D. J. Recent developments in the prediction and control of aerodynamic noise from high-speed trains/ Thompson D. J., Iglesias E. L., Liu X., Zhu J., Hu Z. –International Journal of Rail Transportation 3, 2015. –pp. 119-150.

11. Zhang J. SEA and contribution analysis for interior noise of a high speed train/ Zhang J., Xiao X., Sheng X., Zhang C., Wang R., Jin X. –Applied Acoustics 112, 2016. –pp. 158–170.

12. Mellet C. High-speed train noise emission: latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution/ Mellet C., Létourneaux F., Poisson F., Talotte C. – Journal of Sound and Vibration 293, 2006. –pp. 535-546.

13. He B. Investigation into external noise of a high-speed train at different speeds/ He B., Xiao X., Zhou Q., Li Z., Jin X. –Journal of Zhejiang University (Applied Physics & Engineering) 15, 2014. –pp. 1019-1033.

14. Brooks T. F. A deconvolution approach for the mapping of acoustic sources (DAMAS) determined from phased microphone arrays/ Brooks T. F., Humphreys W. M. – Journal of Sound and Vibration 294, 2006. –pp. 856-879.

15. Fleury V., BultéJ. Extension of deconvolution algorithms for the mapping of moving acoustic sources/ Fleury V., BultéJ. –Journal of the Acoustical Society of America 129, 2011. –pp. 1417-1428.

16. Cousson R. A time domain CLEAN approach for the identification of acoustic moving sources/ Cousson R., Leclère Q., Pallas M.-A., Bérengier M. –Journal of Sound and Vibration 443, 2018. –pp. 47-62.

17. Faure B. Characterisation of the acoustic field radiated by a rail with a microphone array: the SWEAM method/ Faure B., Chiello O., Pallas M.-A., Servière C. –Journal of Sound and Vibration 346, 2015. –pp. 165–190.

18. Zea E. Wavenumber-domain separation of rail contribution to pass-by noise/ Zea E., Manzari L., Squicciarini G., Feng L., Thompson D.J., Arteaga I. L. –Journal of Sound and Vibration 409, 2017. –pp. 24–42.

19. Noh H. M. Noise-source identification of a high-speed train by noise source level analysis/ Noh H. M. –Proceedings of IMechE, Part F: Journal of Rail Rapid Transit 231, 2017. – pp. 717–728.

20. Gomes J. Ginn B. Localizing noise sources on a rail vehicle during pass-by/ Gomes J., Hald J., Ginn B. –Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design 126, 2015. –pp. 133-140.

21. Sarradj E. A fast signal subspace approach for the determination of absolute levels from phased microphone array measurement/ Sarradj E. –Journal of Sound and Vibration 329, 2010. –pp. 1553–1569.

22. Hald J. Combined NAH and beamforming using the same microphone array/ Hald J. –Sound and Vibration 1, 2015. –pp. 18–27.

23. Thompson D. J. Assessment of measurement-based methods for separating wheel and track contributions to railway rolling noise/ Thompson D. J., Squicciarini G., Zhang J. et al. –Applied Acoustics 140, 2018. –pp. 48–62.

24. Gautier P. E. High Speed trains external noise: a review of measurements and source models for the TGV case up to 360km/h/ Gautier P. E., Poisson F., Letourneaux F. – Numerical Fluid Mechanics 99, 2008. –pp. 71-77.

25. Bongini E. Synthesis of Noise of Operating Vehicles: Development within SILENCE of a Tool with Listening Features/ Bongini E., Molla S., Gautier P. E., Habault D., Mattéi P. O., Poisson F. –Notes on Numerical Fluid Mechanics 99, 2008. –pp. 320-326.

26. http://cordis.europa.eu/project/rcn/75809_en.html/ (accessed January 7, 2019).

27. Zhang J. Source contribution analysis for exterior noise of a high-speed train: experiments and simulations/ Zhang J., Xiao X., Wang D., Yang Y., Fan J. –Shock and Vibration 2018. –Article ID 5319460, https://doi.org/10.1155/2018/5319460.

28. Bies D. A., Hansen C. H. Engineering Noise Control, Theory and Practice, 3rd Edition/ Bies D. A., Hansen C. H. –Spon Press, 2003.

29. Rienstra S.W., Hirschberg A. An Introduction to Acoustics/ Rienstra S.W., Hirschberg A. –Eindhoven University of Technology, 2006.

30. Christensen J. J., Hald J. Beam-forming/ Christensen J. J., Hald J., –Brüel and Kjaer Technical Review 1, 2004. –pp. 1–48.

31. Zhang X. A case study of interior low-frequency noise from box-shaped bridge girders induced by running trains: Its mechanism, prediction and countermeasures/ Zhang X., Li X., Hao H. –Journal of Sound and Vibration 367, 2016. –pp. 129-144

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 620.179.16:534.2
OECD 1.03 AA

Отражение и преломление плоских звуковых волн плоским слоем с неоднородными граничными условиями

Аббакумов К.Е.[1*], Вьюгинова А.А.[2], Вагин А.В.[3]
[1]Профессор, Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина), г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Доцент, Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина), г. Санкт-Петербург, Россия
[3] Магистрант, Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина), г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В докладе рассмотрено влияние характера неоднородных граничных условий в приближении «линейного скольжения» на звукоотражающие свойства системы плоских твердых слоев для гармонических колебаний. На основании численных оценок учтено влияние на коэффициенты отражения и прохождения ультразвука одного из параметров модели «линейного скольжения» в виде контактной жесткости. Отмечено формирование указанных характеристик под действием порядка прохождения слоев звуковой волной и изменением эффективной волновой толщины слоев.

Ключевые слова: звукоотражение, твердые слои, «линейное скольжение», волновая толщина.

Reflection and refraction of plane sound waves by plane interface layer with nonhomogenous boundary conditions

Abbakumov K.E.[1], Vyuginova A.A.[2], Vagin A.V.[3]*
[1]Professor, Saint-Petersburg State Electrotechnical University «LETI» named after V.I. Ulyanov (Lenin), Saint-Petersburg, Russia
[2] Associate Professor, Saint-Petersburg State Electrotechnical University «LETI» named after V.I. Ulyanov (Lenin), Saint-Petersburg, Russia
[3] Master student, Saint-Petersburg State Electrotechnical University «LETI» named after V.I. Ulyanov (Lenin), Saint-Petersburg, Russia

Abstract

In the present paper influence of nonhomogeneous boundary conditions character in "linear slip" approximation on sound reflecting properties of solid layers system is considered for harmonic waves. Basing on numerical estimations, influence of one of the "linear slip" model parameters in terms of contact stiffness on ultrasound reflection and transmission coefficients is taken into account. Formation of mentioned characteristics under the action of layers order while sound wave propagation and under variation of layers effective wave thickness is indicated.

Key words: *sound reflection, solid layers, «linear slip», wave thickness.*

Введение

В современных условиях научно-технического прогресса во многих сферах промышленности, транспорта, строительства, научных исследований и др. все более широкое применение находят композиционные материалы и материалы, а также изделия

из них выполненные по аддитивным технологиям. Появление новых материалов, сопровождается, как это часто бывает, и образованием новых видов несплошностей [1], [2], [3], [4], [5] - дефектов, обнаружение которых и вызывает внимание со стороны специалистов но неразрушающему контролю. Для этих целей на предварительных этапах интересуются обоснованием и поиском аналитических соотношений, определяющих, например, величину информационных сигналов в зависимости от параметров, характеризующих степень нарушения сплошности материала, вещества или изделия. Как правило, это связано с поиском подходящей модели, замещающей по свойствам несплошности естественного происхождения в материалах.

Возможным путем поиска таких моделей является допущение отклонения от условий жесткого «сварного» контакта на границах слоев, и переход в граничным условиям в приближении «линейного скольжения», допускающим образование неполной передачи упругих смещений при сохранении полноты передачи упругих напряжений [6].

Цель данной работы – оценка возможности применения модели [6] для реалистичного описания свойств плоскостных несплошностей при наличии множественных границ.

1.Исходные положения и методика проведения исследований

Попытки построения математических моделей, учитывающих отклонения от условий «сварного контакта» на границе раздела упругих сред известны их работ [7-12]. Другие важные аспекты, связанные с рассеянием на шероховатых поверхностях отражены, например, в работах [13, 14].

В частности, в работе [6] предложено применение граничных условий в приближении «линейного скольжения», сущность которых заключается в допущении непрерывности передачи упругих напряжений и наличии «разрыва» в передаче упругих смещений. Величину «разрыва» определяет тензор второго ранга контактных жесткостей. Этот тензор, в общем случае, может содержать 9 независимых элементов. В случае границы с аксиально-симметричными свойствами тензор контактных жесткостей может быть приведен к диагональному виду:

$$\mathbf{KG} = \begin{bmatrix} KGN & 0 & 0 \\ 0 & KGT_1 & 0 \\ 0 & 0 & KGT_2 \end{bmatrix}, \qquad (1)$$

где KGN - модуль контактной нормальной жесткости, действующий по нормали к плоскости границы, а KGT_1 и KGT_2 - модули тангенциальных контактных жесткостей, действующих параллельно плоскости границы во взаимно ортогональных направлениях и в общем случае неравных друг другу. В частном случае «плоской» задачи можно ограничиться рассмотрением только двух контактных жесткостей из (1): KGN и KGT .

В [6] также приведен частный способ количественного определения модулей контактной жесткости, где было показано, что в их определении могут участвовать упругие параметры эквивалентной плоскопараллельной прослойки, в случае их малости по сравнению с материалами, прилегающим к границе, и при стремлении волновой толщины прослойки к нулю. В реальности эти требования не всегда могут быть реализованы на практике, и для устранения этого недостатка модели в [7, 8, 12] предложен способ определения величин контактных жесткостей с учетом параметров взаимодействующих микровыступов шероховатостей на границе раздела твердых сред. Там показано, в частности, что в случае малости высоты микровыступов по сравнению с длиной падающей упругой волны модуль нормальной контактной жесткости определяется следующей зависимостью:

$$KGN = \frac{(\lambda_1 + 2\mu_1)(\lambda_2 + 2\mu_2)c_{l1}c_{l2}}{(\lambda_1 + 2\mu_1)c_{l1} + (\lambda_2 + 2\mu_2)c_{l2}} \frac{2\pi\xi}{\omega d^2(1-\xi)}, \quad (2)$$

и по аналогии модуль тангенциальной контактной жесткости имеет вид:

$$KGT = \frac{(\mu_1)(\mu_2)c_{t1}c_{t2}}{\mu_1 c_{t1} + \mu_2 c_{t2}} \frac{2\pi\xi}{\omega d^2(1-\xi)}, \quad (3)$$

где ρ_1, λ_1, μ_1 и ρ_2, λ_2, μ_2 – плотность и коэффициенты Ламэ для сред, лежащих выше и ниже границы раздела, соответственно; $\omega = 2\pi f$ – круговая частота, а f – линейная частоты; d – среднее расстояние между соседними микровыступами на контактирующих поверхностях; ξ – коэффициент перфорации: $\xi = 1 - b^2/d^2$, где b - средний размер участка с отсутствием контакта. Величины d и ξ являются параметрами модели.

На рис.1. представлены результаты вычислений значений элементов матрицы контактной нормальной и тангенциальной жесткостей (из выражений 2, 3) для частного случая контакта однородных материалов.

Полученные числовые значения, отложенные по оси ординат в логарифмическом масштабе, дают представление о формате привлекаемых для формирования граничных условий величин и пределах их изменения.

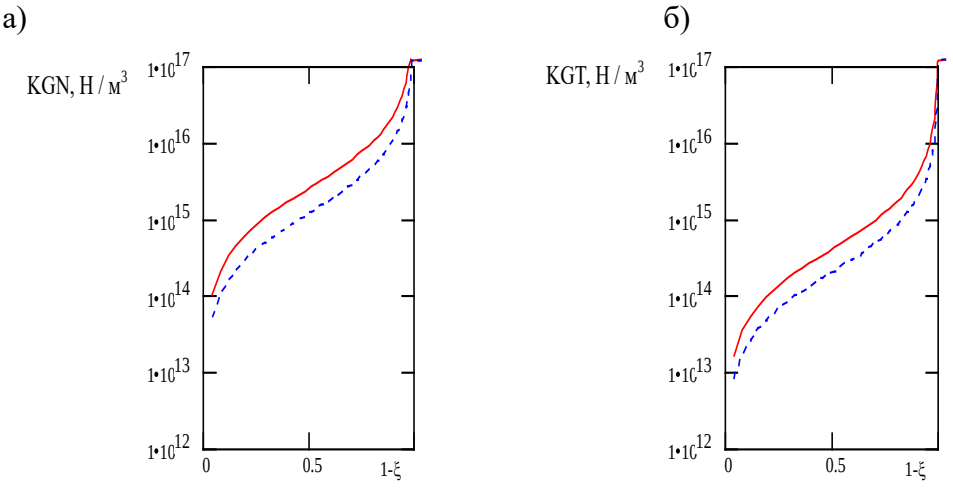


*Рис.1.*Зависимости нормальной - (а) и тангенциальной - (б) жесткостей от коэффициента перфорации (ξ) границы твердых сред (сталь-сталь) на множестве микроконтактов: (—)-частота *f*=1.25 МГц; (- - -)- частота *f*=2.5 МГц; d=0.5 мм

Видно, что для рассматриваемой границы жесткость в направлении нормали превосходит значение жесткости в тангенциальном направлении, что согласуется с интуитивными представлениями, не опровергаемыми теорией и множеством экспериментальных данных [7, 8, 12].

Систему волн, формируемых на плоской границе раздела твердых сред с учетом трансформации иллюстрирует рис. 2.

Предполагалось, что гармоническая, плоская продольная волна смещения с частотой $\omega=2\pi f$ и единичной амплитудой падает под углом α в среде “1” на границу раздела.

При отражении из-за явления трансформации помимо волн типа падающей в среде “1” , распространяющихся в среде “1” под углом α1 и в среде “2” - под углом α2, образуются и волны другого типа (поперечные SV-волны), распространяющиеся под углами β1 в среде “1” и β2 в среде “2”. Далее решалась «плоская» задача, исключающая зависимость результата от координаты «z»

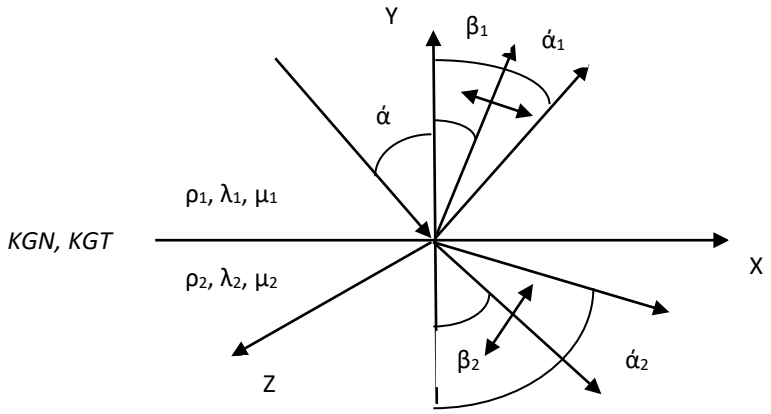


*Рис. 2.*Схема преломления продольной волны на плоской границе раздела двух твердых сред

Составляющие вектора смещения в падающей волне $U_{x,I}$ и $U_{y,I}$ записывались в виде (*i*-мнимая единица):

$$U_{x,I} = \sin(\alpha)\exp(-\frac{i\omega y\cos(\alpha)}{c_{l1}}), U_{y,I} = -\cos(\alpha)\exp(\frac{i\omega y\cos(\alpha)}{c_{l1}}). \quad (4)$$

Составляющие вектора смещения в падающей волне в среде “1”:

$$U_{x,R} = R_{lt}\sin(\beta_1)\exp(-\frac{i\omega y\cos(\beta_1)}{c_{t1}}),$$

$$U_{y,R} = R_{ll}\sin(\alpha_1)\cdot\exp(-\frac{i\omega y\cos(\alpha_1)}{c_{l1}}). \quad (5)$$

Составляющие вектора смещения в преломленной волне в среде “2”:

$$U_{x,D} = D_{lt}\cdot\sin(\beta_2)\exp(-\frac{i\omega y\cos(\beta_2)}{c_{t2}}),$$

$$U_{y,D} = -D_{ll}\sin(\alpha_2)\exp(\frac{i\omega y\cos(\alpha_2)}{c_{l2}}). \quad (6)$$

При записи уравнений (4 – 6) учтено, что $R_{ll}, R_{lt}, D_{ll}, D_{lt}$ - искомые коэффициенты отражения и прохождения по упругим смещениям и выполнение закона *Снеллиуса*: α=α1, и $k_{l1} = \omega/c_{l1}$,

$$\frac{\omega\sin(\alpha)}{c_{l1}} = \frac{\omega\sin(\alpha_1)}{c_{l1}} = \frac{\omega\sin(\beta_1)}{c_{t1}} = \frac{\omega\sin(\alpha_2)}{c_{l2}} = \frac{\omega\sin(\beta_2)}{c_{t2}}. \quad (7)$$

Множитель $\exp[-i\omega t)]$ - одинаковый у всех слагаемых, и далее во всех выражениях опускается.

Полное поле упругих смещений в среде “1”:

$$U_{x,1} = U_{x,I} + U_{x,R}\ , \qquad U_{y,1} = U_{y,I} + U_{y,R}\,. \tag{8}$$

Полное поле упругих смещений в среде “2”:

$$U_{x,2} = U_{x,D}\,, \qquad U_{y,2} = U_{y,D}\,. \tag{9}$$

Учитываемые в задаче составляющие тензора упругих напряжений имеют вид:

$$\sigma_{yy} = \rho[c_l^2 \cdot (\frac{dU_x}{dx} + \frac{dU_y}{dy}) - 2 \cdot c_t^2 \cdot \frac{dU_x}{dx}]\ , \sigma_{yx} = \rho c_t^2 [\frac{dU_x}{dy} + \frac{dU_y}{dx}]\,. \tag{10}$$

Граничные условия для *непрерывных*, упругих напряжений (y=0):

$$\sigma_{yy,1} = \sigma_{yy,2}\,, \qquad \sigma_{yx,1} = \sigma_{yx,2}\,. \tag{11}$$

С учетом выражений (7-11) граничные условия для упругих смещений при «линейном скольжении» имели вид:

$$U_{x,2} = U_{x,1} - \frac{\sigma_{yx,1}}{KGT_1}\,, \qquad U_{y,2} = U_{y,1} - \frac{\sigma_{yy,1}}{KGN_1}\,. \tag{12}$$

При наличии ниже первой границы упругого слоя толщиной “*d*” , а ниже слоя полупространства с параметрами ρ_3, λ_3, μ_3 и жесткостей на второй границе: KGN_2 и KGT_2, граничные условия на ней примут вид:

при $y = -d$:

для упругих напряжений:

$$\sigma_{yy,2} = \sigma_{yy,3}\,, \qquad \sigma_{yx,2} = \sigma_{yx,3}\,, \tag{13}$$

для упругих смещений:

$$U_{x,3} = U_{x,2} - \frac{\sigma_{yx,2}}{KGT_2}\,, \qquad U_{y,3} = U_{y,2} - \frac{\sigma_{yy,2}}{KGN_2}\,. \tag{14}$$

Подстановка выражений (7-10) в (11,12, 13, 14) приводила к системе уравнений для четырёх искомых коэффициентов, которую удобно переписать в матричной форме:

$$[AL] \times [\mathbf{S1}] \times [\mathbf{D}] \times [\mathbf{S2}] \times \begin{bmatrix} R_{ll} \\ R_{lt} \\ D_{ll} \\ D_{lt} \end{bmatrix} = [BL]\,, \tag{15}$$

где:

$$AL_{11} = -\rho_1 c_{l1}(1 - \frac{2c_{t1}^2}{c_{l1}^2})\,, \qquad , AL_{12} = \frac{2\rho_1 c_{t1}^2 \cos(\beta_1)}{c_{l1}}$$

$$AL_{13} = \rho_2 c_{l2}(1-\frac{2c_{t2}^2}{c_{l1}^2}), \qquad AL_{14} = \frac{2\rho_2 c_{t2}^2 \cos(\beta_2)}{c_{l1}},$$

$$AL_{21} = \frac{2\rho_1 c_{t1}^2 \cos(\alpha_1)}{c_{l1}}, \qquad AL_{22} = \rho_1 c_{t1}(1-\frac{2c_{t1}^2}{c_{l1}^2}),$$

$$AL_{23} = \frac{2\rho_2 c_{t2}^2 \cos(\alpha_2)}{c_{l1}}, \qquad AL_{24} = -\rho_2 \cdot c_{t2} \cdot (1-\frac{2 \cdot c_{t2}^2 \cdot}{c_{l1}^2}),$$

$$AL_{31} = -\sin(\alpha_1), \qquad , AL_{32} = -\cos(\beta_2),$$

$$AL_{33} = \sin(\alpha_2), \qquad AL_{34} = -\cos(\beta_2),$$

$$AL_{41} = \cos(\alpha_1), \qquad AL_{43} = \cos(\alpha_2),$$

$$AL_{42} = -\sin(\beta_1), \qquad AL_{44} = \sin(\beta_2),$$

$$BL_1 = -AL_{11} \quad , BL_2 = AL_{21} \, , BL_3 = -AL_{31} \qquad , BL_4 = AL_{41}. \qquad (16)$$

Выражения $[\mathbf{S1}]$ и $[\mathbf{S2}]$ есть матрицы размером 4×4 «переноса» контактных жесткостей, соответственно, на первой и второй границах слоя вида:

$$[S_{1,2}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & (KGT)_{1,2}^{-1} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & (KGN)_{1,2}^{-1} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

Выражение $[\mathbf{D}]$представляет собой матрицу размером 4×4 «переноса» для плоскопараллельного слоя, вывод и вид элементов которой представлен, например в [17].

Формулы (15, 16) представляют полную систему уравнений для описания прохождения плоской, продольной волны через плоскую границу раздела двух твердых сред и плоский слой при неполной передаче упругих смещений, возникающей из-за особенностей сцепления контактирующих шероховатых поверхностей неоднородности. Для формального учета линейного скольжения при сцеплении необходимо подставить в систему (15, 16) полученные выше в явном виде выражения для элементов матрицы KG (см. форм.(2, 3) с учетом равенства параметров 1-й и 3-й сред.

Очевидным преимуществом такого подхода является возможность аналитического описания непрерывного перехода от свойств «сварного контакта» до свойств «свободной границы». Для этого, например, для большинства металлов и мегагерцовых частот достаточно учитывать диапазон контактных модулей в пределах $10^{12}...10^{17}$ Н/м^3.

Если воспользоваться результатами работы [12], то можно в явном виде учесть влияние на величину контактных жесткостей параметров шероховатости (например, R_z) прилегающих поверхностей слоя и материалов.

Для включения в модель параметров шероховатости границ, например Rz, необходимо принять во внимание параметры формы контактирующих микровыступов (рис.3).

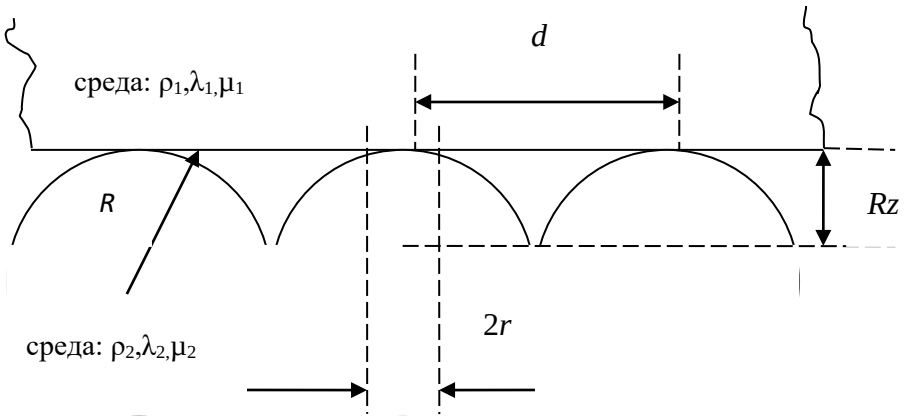


Рис. 3.

*Рис. 3.*Схема к определению параметров взаимного влияния неровностей (микроконтактов) при их взаимодействии

Если предположить, что выступы имитируются поверхностями сферической формы (как показано на рис. 3), то в соответствие с рекомендациями [9], можно показать, что величина среднего расстояния между микровыступами может быть представлена как:

$$d = 2\sqrt{2RRz - (Rz)^2}\,, \qquad (17)$$

где R – радиус замещающего сферического микровыступа; Rz – величина шероховатости [9]. Общий вид зависимости среднего расстояния между микровыступами от параметра шероховатости *Rz* при заданных значениях радиусов микросфер представлен на рис. 4. Кроме того можно показать, что средний радиус площади контактного пятна $r \approx (2/3)\sqrt{2RRz}$, откуда $d^2 - b^2 \approx 2\pi r^2$. Подстановка (17) в (2, 3) дает в явном виде зависимости контактных жесткостей от параметров шероховатостей границы раздела, а их общий ход ясен из графиков на рис 4.

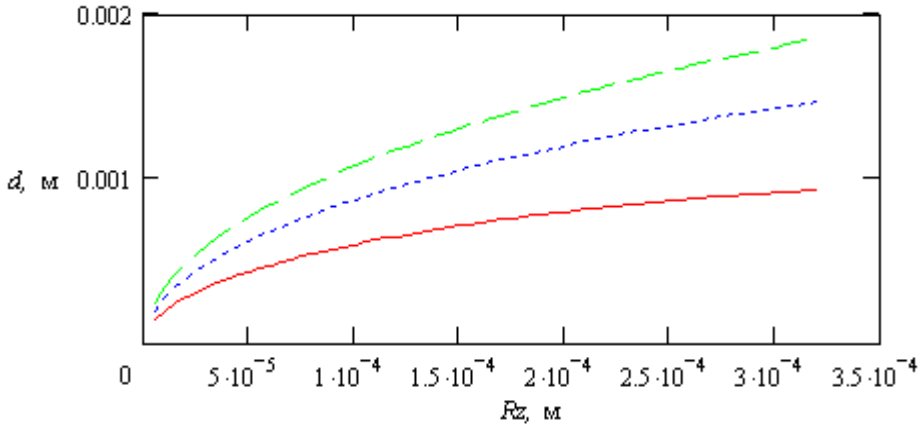


Рис. 4. Примерный вид зависимостей среднего расстояния между микроконтактами от параметра шероховатости *Rz* при заданных значениях радиусов сферических микровыступов: (–) - R=0.5·10^{-3} м; (---) - R=1.0·10^{-3} м; (– –) - R=1.5·10^{-3} м;

Общий вид зависимостей контактных жесткостей от параметров модели и параметров шероховатости представлен на рис. 5 (а, б).

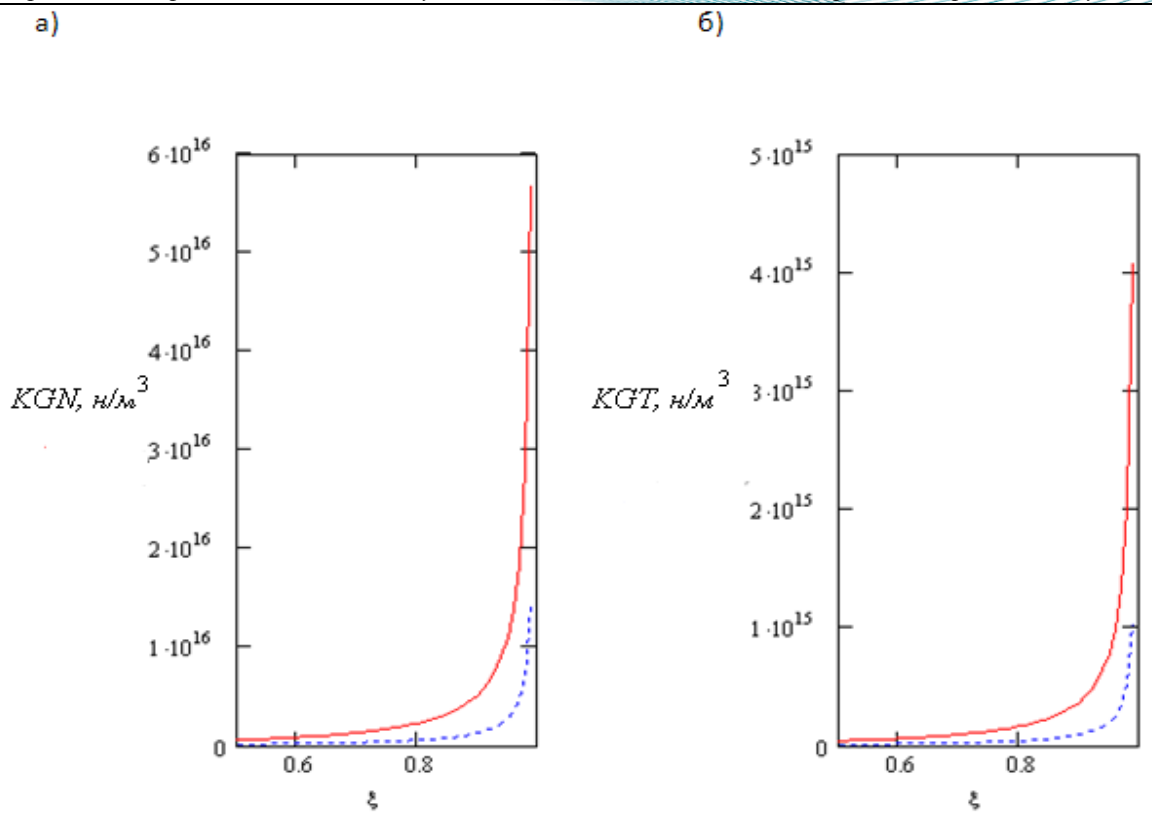


Рис.5. Зависимости *KGN*-нормальной контактной жесткости – (а), и *KGT*-тангенциальной контактной жесткости – (б) от коэффициента перфорации ξ при заданных значениях параметра шероховатости: (–)- *Rz* =5·10^{-6} м; (---) – *Rz* = 20·10^{-6} м; *f* = 1 МГц.

При решении задачи о рассеянии плоских упругих волн ограничимся подробным рассмотрением падения плоской продольной волны, схема которого представлена на рис. 2. Результаты для падающей продольной волны легко распространяются на другие случаи, относящиеся к поперечным SV- и SH-волнам.

2. Результаты исследований и их обсуждение

В общем случае анализ выражений (15, 16) достаточно трудоемок, поэтому в качестве примеров численных оценок зависимостей коэффициентов отражения и прохождения приведем только отдельные результаты для них.

Прежде всего, отметим, что полученные соотношения являются коэффициентами передачи для упругих смещений (колебательных скоростей). Для получения соответствующих соотношений для других величин: упругих напряжений, потенциалов, интенсивностей или энергий, необходимо воспользоваться формулами перехода, вводимыми по аналогии, например, с [15].

Вторая особенность заключается в том, что даже при нормальном падении коэффициенты отражения и прохождения являются комплексными и частотнозависимыми в отличие от варианта плоской границы двух изотропных твердых сред при «сварном» (жестком) контакте на границе их раздела. Что определяет возможность возникновения дополнительных фазовых набегов при прохождении волн через подобные границы.

Приведем для примера в явном виде выражения для коэффициентов отражения и прохождения в случае нормального падения на слой продольной волны (при $z_1 = z_3$):

$$R_{ll} = \frac{A\cos(k_{l,2}d) + B\sin(k_{l,2}d)}{C\cos(k_{l,2}d) + D\sin(k_{l,2}d)}, \qquad D_{ll} = \frac{2 \cdot z_2 \cdot \exp(ik_{l,1}d)}{C\cos(k_{l,2}d) + D\sin(k_{l,2}d)}, \qquad (18)$$

где

$$A=\left(2\frac{i\omega z_1 z_3}{KGN_1}\right),\qquad B=-i\left(\frac{z_1 z_3}{z_2}-z_2-\frac{i\omega z_1 z_2}{KGN_1}+\frac{i\omega z_2 z_3}{KGN_2}-\frac{\omega^2 z_1 z_2 z_3}{KGN_1\cdot KGN_2}\right),$$

$$C=-\left(z_1+z_3-2\frac{i\omega z_1 z_3}{KGN_1}\right),\qquad D=-i\left(\frac{z_1 z_3}{z_2}+z_2-\frac{i\omega z_1 z_2}{KGN_1}-\frac{i\omega z_2 z_3}{KGN_2}-\frac{\omega^2 z_1 z_2 z_3}{KGN_1\cdot KGN_2}\right),$$

Даже простейший анализ выражений (17) позволяет выявить ряд отличительных свойств коэффициентов отражения и прохождения для слоя с “нежесткими связями” на границах по сравнению с “идеальной” прослойкой со “сварным” контактом на границах. Прежде всего, они отличаются зависимостью от частоты. Если для “идеальной” прослойки зависимость от частоты определялась интерференционными явлениями, связанными с волновой толщиной слоя, то при наличии “нежесткой” связи добавляется специфическое воздействие дополнительной упругости. Так как трансформация типа волн при нормальном падении отсутствует, то в выражения (18) входят только нормальные жесткости *KGN*. Кроме того, поскольку эти величины для верхней и нижней границ входят в формулы (18) различным способом, то и влияние жесткостей на верхней и нижней границах слоя оказывается различным (рис. 6 и 8). Полученные выражения исследовались численно для случая графитовой прослойки ($\rho_2=2.25\cdot10^3$ кг/м^3; $c_{l2}=3.39\cdot10^3$ м/с) в стали ($\rho_1=7.80\cdot10^3$ кг/м^3; $c_{l1}=5.92\cdot10^3$ м/с). В качестве иллюстрации данные численных оценок приведены в виде графиков на рис. 6-8.

По сравнению с идеальным соединением между двумя твердыми телами, характеризующимся устойчивыми “сварными” граничными условиям, непрочность на границе раздела можно, как показано выше, моделировать связью с граничными условиями с конечной жесткостью. Такой подход позволяет рассматривать образование разрывов в смещениях, вызванных действующими упругими напряжениями на границе раздела.

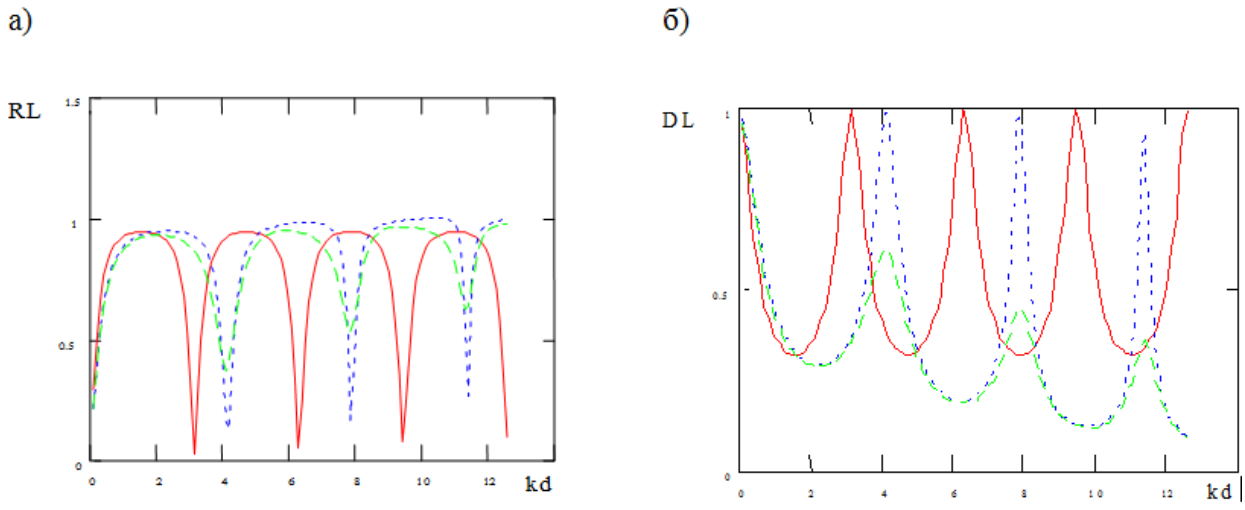


Рис.6. Зависимости коэффициента отражения-(а) и прохождения-(б) продольной волны при нормальном падении от волновой толщины графитовой прослойки в стали при различных параметрах жесткости связи на границах: (—)-идеальная прослойка со “сварным” контактом на обеих границах; (- - -)-”полужесткий” контакт ($KGN_1=KGN_2=10^{14}$ Н/м^3); (– – –)-”полужесткий” контакт ($KGN_1=KGN_2=10^{14}$ Н/м^3) при наличии потерь ($\eta=0.2$).

а) б)

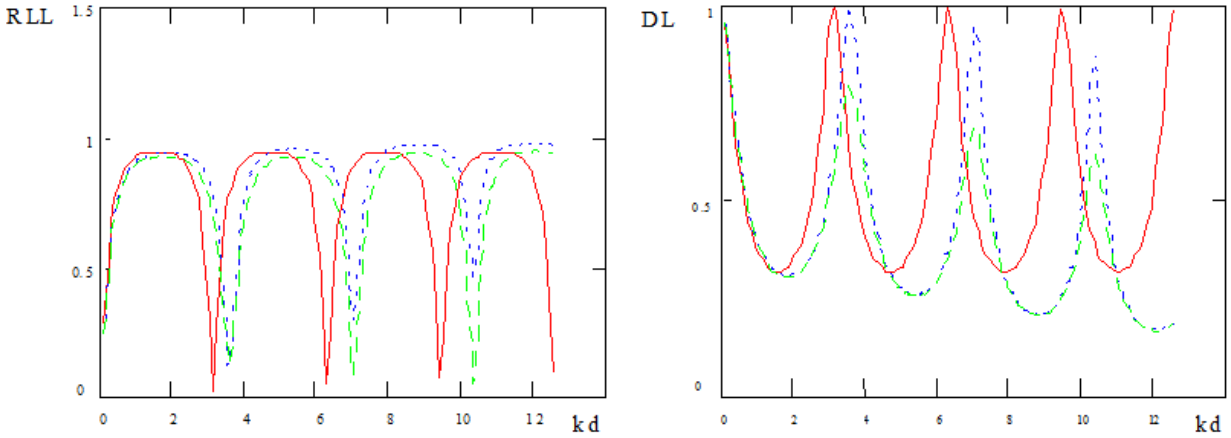


Рис.7. Зависимости коэффициента отражения-(а) и прохождения-(б) продольной волны при нормальном падении от волновой толщины графитовой прослойки в стали при различных параметрах жесткости связи на границах: (—)-идеальная прослойка со “сварным” контактом на обеих границах; (- - -)-”полужесткий” контакт (KGN_1=10^{14} Н/м^3, KGN_2=10^{16} Н/м^3); (– – –)-”полужесткий” контакт (KGN_1= 10^{14} Н/м^3, KGN_2=10^{16} Н/м^3) при наличии потерь (η=0.2).

Непрерывность упругих напряжений на поверхности раздела и линейность между напряжениями и разрывами в смещениях основаны на предположении, что колебательные движения передаются от одной среды к другой, игнорируя силы инерции, и, что амплитуда смещений мала по сравнению с длиной волны.

а) б)

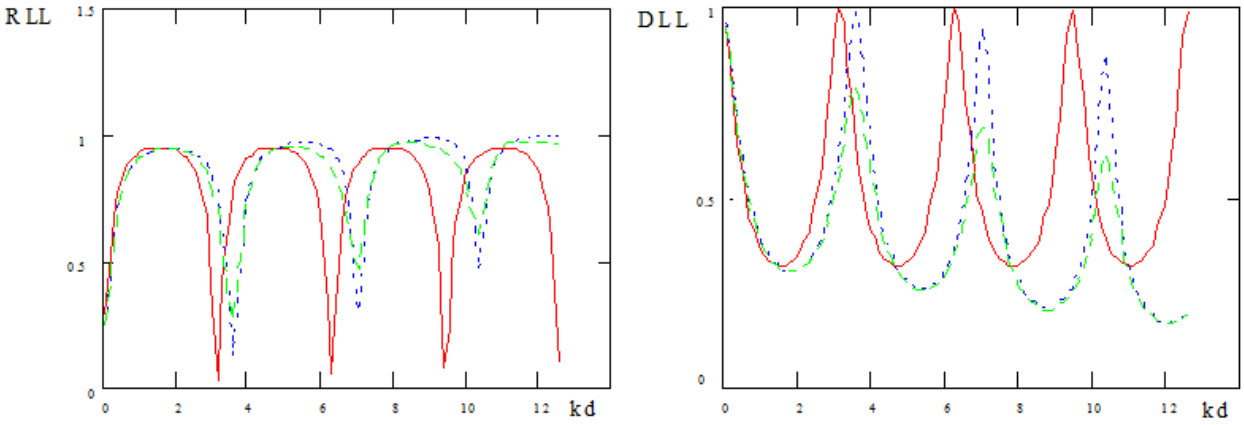


Рис.8. Зависимости коэффициента отражения-(а) и прохождения-(б) продольной волны при нормальном падении от волновой толщины графитовой прослойки в стали при различных параметрах жесткости связи на границах: (—)-идеальная прослойка со “сварным” контактом на обеих границах; (- - -)-”полужесткий” контакт (KGN_2=10^{14} Н/м^3, KGN_1= 10^{16} Н/м^3); (– – –)-”полужесткий” контакт (KGN_2=10^{14} Н/м^3, KGN_1= 10^{16} Н/м^3) при наличии потерь (η=0.2).

Эта модель подтверждает установленную экспериментальным путем зависимость коэффициента отражения на поверхности раздела между двумя полупространствами при отсутствии потерь на затухание от частоты. Обычно, чем выше частота, тем выше и чувствительность к изменению связи на границе раздела. В поисках путей повышения чувствительности обнаружения непрочности на поверхности раздела без необходимости использования очень высоких частот, что ограничивается свойствами самого материала, можно рассматривать и применение ультразвуковых методов при наклонном падении. Использование объёмных ультразвуковых волн при наклонном падении позволяет возбудить на поверхности раздела тангенциальные колебания. Эти результаты, в частности, соответствуют результатам более ранних работ других авторов, в которых приводится теоретическое обоснование и экспериментальное подтверждение увеличенной чувствительности к неидеальному состоянию на поверхности раздела, заключающееся в возрастании приблизительно на 4 Дб амплитуды отраженного сигнала поперечных волн при наклонном падении по сравнению с продольными волнами при нормальном падении. Следовательно, применение наклонного падения и анализ отраженных и прошедших, преломленных, волн представляют интерес для формирования нового направления в поиске подходящего инструмента, как при обнаружении, так и при получении дополнительной информации о свойствах несплошности.

Заключение

1. В приближении плоских волн для гармонических сигналов получена система уравнений для определения коэффициентов отражения и прохождения упругих волн с учетом трансформации волн продольного типа, падающих под произвольным углом на систему из конечного числа твердых упругих слоев с учетом допущения “нежесткой связи” на их границах и при произвольном распределении физических параметров. Показано, что значения установленных коэффициентов в общем случае оказываются чувствительными к порядку чередования слоев и свойств их границ.

2. Нарушение “жесткости связи” на границах раздела аналитически может быть учтено путем введения, в приближении “линейного скольжения”, граничных условий, определяющих непрерывность передачи упругих напряжений и неполную передачу упругих смещений по отношению к распространяющимся волнам. При аналитических преобразованиях формально указанные граничные условия могут быть учтены введением матричного “пропагатора” плоской границы при “линейном скольжении”.

3. Характер взаимодействия упругих волн на плоской границе с “нежестким” контактом между твердыми упругими средами находится под заметным влиянием величины нормальной и тангенциальной жесткостей на распределения угловых спектров отраженной и преломленной волн основного и трансформированного типов.

4. Применительно к варианту единственной границы для известного (в общем случае произвольного) соотношения параметров контактирующих сред возможна численная оценка изменения модулей контактной жесткости в диапазоне (например для стали: $10^{12}...10^{17}$ н/м^3), соответствующем переходу от условий “сварного” контакта к условиям “свободной” границы. Качественно, наличие “нежесткой” связи при промежуточных значениях модулей контактной жесткости проявляется в эквивалентном сближении характеристических сопротивлений контактирующих сред, приводящем к уменьшению отражающих свойств и повышению звукопрозрачности границы. С учетом потерь на трение в контакте отмеченные явления возрастают. Динамический диапазон изменения коэффициентов отражения и прохождения в случае граничащих однородных материалов сопоставим со случаем для разнородных сред.

5. Применительно к варианту единственного твердого упругого слоя с различными параметрами жесткости на границах, показано, что угловые спектры рассеяния (включая случай нормального падения) оказываются зависимыми от модулей

контактной жесткости на " верхней" и "нижней" границах в разной степени, что характерно, как для продольных, так и для поперечных *SV*- и *SH*-волн (графики не приведены).

6. Раздельное изменение величин модулей нормальной и тангенциальной жесткостей позволяет имитировать, в частных случаях, образование "жидкостного" контакта, эквивалентного наличию тонкой жидкостной прослойки и гипотетический случай преимущественно "вязкого" контакта с преобладающей передачей только сдвиговых компонент упругих смещений и напряжений. Изменение величин модулей нормальной и сдвиговой жесткостей одновременно или в заданном соотношении в пределах, допускаемых моделью и устанавливаемых и зависимости от параметров соприкасающихся материалов, существенно влияет на характер изменения углового спектра отраженных и преломленных волн. Указанные эффекты создают физические предпосылки для дифференциальной диагностики качества акустического контакта на плоских границах неоднородностей.

Список литературы

1.Алешин М.В., Григорьев М.В., Щипаков Н.А., Прилуцкий М.А., Мурашов В.В. Применение методов неразрушающего контроля для оценки качества готовых деталей аддитивного производства. – Дефектоскопия, 2016, №10, с.63-75.

2. Атлас дефектов стали / Под ред. Бернштейна Л.М. – М.: Металлургия, 1979. – 178 с.

3. Фрактография и атлас фрактограмм. Справочник / Под ред. Бернштейна Л.М. – М.: Металлургия, 1982. – 489 с.

4. Тодоров Р.П., Пешев П.Ц. Дефекты в отливках из черных сплавов. – М.: Машиностроение, 1984. – 184 с.

5. Слепян Л.И. Механика трещин. – Л.: Судостроение, 1990. – 296 с.

6. Schoenberg M. Elastic waves behavior across linear slip interfaces. // J. Acoust. Soc. Amer. 1980, Vol 65. № 5, p.1516-1521.

7.Аббакумов К.Е., Голубев А.С. Оценка акустических свойств тонких расслоений и однострочных неметаллических включений в стальных листах// Дефектоскопия, 1982, №9. с. 22-24.

8.Аббакумов К.Е., Кириков А.В., Львов Р.Г. Преломление упругих волн на плоской границе раздела с нарушенной адгезией твердых сред// Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ», сер. «Приборостроение и информационные технологии», 2003, вып. 1, с. 10-17.

9. Справочник по триботехнике: в 3 т./Под общей ред. М. Хебды. М.: Машиностроение, 1989. Т.1.: Теоретические основы. с. 56-58.

10.Подъяпольский Г.С. Отражение и преломление ультразвука на границе двух упругих полупространств в случае нежесткого контакта.//Изв. АН СССР. Сер. Геофиз. 1963, №4.с. 206-215.

11.Коновалов Г.Е., Кузавко Ю.А. Отражение упругих волн от частично закрепленной границы с акустически плотной средой. – Дефектоскопия, 1991, № 8. с. 22-27.

12. Аббакумов К.Е. Рассеяние плоских упругих волн на микрошероховатой границе раздела твердых сред. – Дефектоскопия, 2017, № 7, с.3-13.

13.Виноградов Н.В., Свиридов Ю.Б., Химченко Н.В. Рассеяние ультразвуковых колебаний на границе слоев биметалла, изготовленного сваркой взрывом. – Дефектоскопия, 1976 , №5, с.22-28.

14.Виноградов Н.В., Свиридов Ю.Б., Химченко Н.В. Рассеяние ультразвуковых колебаний на границе слоев биметалла, изготовленного сваркой взрывом.– Дефектоскопия, 1976 , №6, с.75-80.

15.Лепендин Л.Ф. Акустика: Учеб. пособие для втузов. – М.: Высш. школа, 1978. 448 с., илл.

16. Горбацевич Ф.Ф. Отражение и преломление упругих волн на границе раздела сред/ Кольский филиал РАН. Апатиты. 1985.

17. Шендеров Е.Л. Волновые задачи гидроакустики. – Л.: Судостроение, 1972, 352 с.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург
NOISE&VIBRATION 2019

УДК 534.833
OECD 1.03 AA

К вопросу натурной оценки звукоизоляции составных ограждений в общественных зданиях

Алешкин В.М.[1*], Сухов В.Н.[2]
[1]Аспирант, ведущий инженер лаборатории «Акустика залов», Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук (НИИСФ РААСН), г. Москва, Россия
[2] К.т.н, с.н.с. лаборатории «Акустика залов», Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук (НИИСФ РААСН), г. Москва, Россия

Аннотация

В статье рассматривается современное состояние нормирования звукоизоляции ограждающих конструкций в общественных зданиях и анализируется соответствие между расчетными либо лабораторными значениями изоляции воздушного шума (R_w) и фактически измеряемыми значениями (R'_w, $D_{nT,w}$). Приводится сравнение теоретически рассчитанных и измеренных в натурных условиях индексов звукоизоляции офисных перегородок, имеющих неоднородный состав (стекло, сэндвич-панели, двери) с наличием сквозных щелей.

Представляется, что полученные результаты окажутся полезными на практике при проектировании защиты от шума в общественных зданиях и позволят более точно определять необходимую звукоизоляцию неоднородных по составу ограждающих конструкций с учетом их реальных свойств.

Ключевые слова: звукоизоляция, защита от шума, акустические измерения, нормирование в акустике

To the issue of in-situ estimation of sound insulation for composite partitions in public buildings

Aleshkin V.M.[1], Soukhov V.N. [2]*
[1]Ph.D. student, Leading Engineer, laboratory "Acoustics of halls", Research Institute of Building Physics of Russian Academy of Architecture and Building Science (NIISF RAASN), 21 Lokomotivnyi proezd, Moscow, Russia
[2] Ph.D., Senior Research Fellow, laboratory "Acoustics of halls", Research Institute of Building Physics of Russian Academy of Architecture and Building Science (NIISF RAASN), 21 Lokomotivnyi proezd, Moscow, Russia

Abstract

This article presents current state of normalization of partitions' sound insulation in public buildings. Correspondence between theoretical or lab-measured (R_w) and in-situ measured (R'_w, $D_{nT,w}$) values is being analyzed. Also these parameters are being compared for composite partitions (consisting of glass, sandwich-panels and doors) with presence of apertures.

It appears that shown results could be useful in practice of sound insulation design in public buildings and for more precise calculations of sound insulation of composite constructions, taking into account their objective properties.

Key words: *sound insulation, noise control, acoustic measurements, normalization in acoustics*

[*]*Автор корреспондент: wsjk@mail.ru (Алешкин В.М.)*

Введение

Объективная расчетная оценка звукоизоляции ограждающих конструкций является одним из фундаментальных вопросов строительной акустики и достаточно широко описана в отечественных и зарубежных научных исследованиях, в нормативных методиках и сводах правил. При новом строительстве, прежде всего, важно установить критерии достаточной звукоизоляции ограждающих конструкций, исходя из функционального назначения помещений (в РФ основополагающим в этом отношении является свод правил СП 51.13330.2011 «Защита от шума»[1]), а затем по результатам расчетов определить, соответствуют ли конструкции, заложенные в проект, установленным требованиям.

В отечественной практике требования [1] по изоляции воздушного шума устанавливаются к индексу R_w, который, согласно ГОСТ 56769-2015 и ГОСТ Р ИСО 10140-2-2012, определяется как теоретически рассчитанный либо лабораторно измеренный показатель. При этом в натурной оценке звукоизоляции определяется фактический индекс изоляции воздушного шума R'_w, который, как показывает практика, может отличаться от расчетного значения на 10-12 дБ, вследствие ограниченной точности инженерных методов, а также наличия обходных путей передачи звука, наличия щелей в конструкции, несоблюдения технологии строительства и других факторов. В общественных зданиях (например, в офисных помещениях, гостиницах и др.), часто создаются ситуации, в которых невозможно точно оценить причину несоответствия фактического индекса (R'_w) расчетному (R_w); тогда определяется индекс стандартизованной разности уровней звукового давления $D_{nT,w}$. Именно последний показатель наиболее точно отражает степень изолированности помещений друг от друга. Тем не менее, как уже было сказано, при проектировании и реконструкции в большинстве случаев опираются на формальные расчеты индекса $R_{w,}$ а существующие требования [1] конкретно не указывают на необходимость запаса по величине индекса в связи с возможностью вышеописанных отклонений фактической звукоизоляции от расчетных или лабораторных значений.

Таким образом, специалистам-акустикам часто приходится иметь дело с уже сложившейся ситуацией, при которой фактическая изоляция существенно ниже требуемых расчетных значений.

В данной работе в качестве примера будет рассматриваться типичный офис, состоящий из ряда изолированных помещений, отделенных друг от друга неоднородными перегородками, для которых оказывается затруднительна объективная расчетная оценка звукоизоляции. Чаще всего неоднородность выражается в следующем:

- перегородка доведена только до уровня подвесного потолка, за которым оставлен проем, представляющий акустическую связь между помещениями;
- перегородка доведена до перекрытия, но в ней присутствуют сквозные щели или отверстия, связанные с проходом через них коммуникаций;
- помещения связаны между собой воздуховодом или иными коммуникациями, являющимся каналом передачи звука;
- перегородка состоит из нескольких составных частей с различной звукоизоляцией (наличие двери, вставки из стекла, пластика, и т.п.);
- наличие в самой перегородке щелей либо отверстий (характерно для каркасно-обшивных, легких панельных и стеклянных перегородок).

В рамках данной статьи будет произведено сопоставление расчетных и натурных значений звукоизоляции офисных перегородок, проанализированы причины их расхождения, а также возможные решения для обеспечения максимального соответствия фактических значений расчетным.

1. Обзор требований к звукоизоляции офисных перегородок

В РФ требования к натурно определяемым индексам звукоизоляции R'_w и $D_{nT,w}$ не нормируются, в то время как в международной практике существует ряд документов и литературных источников (например, [3-7]), определяющих оптимальные значения данных параметров.

В частности, в [4] приводится ссылка на немецкий стандарт DIN 4109, согласно которому индекс фактической изоляции воздушного шума должен составлять:

- для перегородок обычных офисных помещений R'_w ≥37 дБ (не менее) / ≥42 дБ (для повышенной звукоизоляции);
- для перегородок офисных помещений, предназначенных для умственной деятельности либо для соблюдения конфиденциальности R'_w ≥45 дБ (не менее) / ≥52 дБ (для повышенной звукоизоляции).

Требования к индексу звукоизоляции дверей в этих случаях составляют ≥27 дБ и ≥37 дБ соответственно. Там же указывается, что наличие дверей и сквозных коммуникаций, как правило, приводит к типичным значениям фактической изоляции офисных перегородок на уровне R'_w = 32…37 дБ, что соответствует отклонению в меньшую сторону от расчетных значений для стандартных каркасно-обшивных перегородок из ГКЛ минимум на 5-10 дБ.

Согласно австралийскому своду рекомендаций [5], оптимальные значения индекса $D_{nT,w}$ составляют для перегородок между офисными помещениями – 40 дБ, для перегородок в кабинетах руководства – 50 дБ, для перегородок помещений видео-конференций (в т.ч. отделяющих их друг от друга и от окружающего пространства “open space”) – 55 дБ. Данные рекомендации не вполне совместимы с исполнением перегородки в стекле, как это часто делается в современных офисах, так как обеспечение фактических значений $D_{nT,w}$ на уровне 55 дБ потребует собственной изоляции конструкции порядка 60-65 дБ, что практически невозможно обеспечить для стеклянных конструкций перегородок.

Отечественные требования [1] к звукоизоляции офисных перегородок установлены только по отношению к индексу R_w. Для перегородок между помещениями в пределах одной фирмы он должен составлять не менее R_w = 45 дБ, между помещениями различных фирм – не менее R_w = 48 дБ. То есть, требуемый расчетный либо лабораторный индекс согласно российским нормам оказывается меньше либо сопоставим с требуемыми фактическими значениями в некоторых зарубежных стандартах.

Тем не менее, достаточность этой величины может быть оправдана в т.ч. следующим образом: согласно таблице, приводимой в [4] и в различных вариациях в ряде других источников, в случае, если фоновый шум в офисе превышает определенную величину, то степень разборчивости речи, доносящейся из-за перегородки, может быть низкой и при меньших значениях изоляции. Например, при фоновом уровне в 35 дБА конфиденциальность речи обеспечивается при показателе $D_{nT,w}$ = 47 дБ, при фоновом уровне в 40 дБА – при $D_{nT,w}$ = 42 дБ, и т.д.

Однако, как будет показано далее, в реальной ситуации индекс звукоизоляции офисных перегородок оказывается существенно ниже требуемого: это может быть связано как с изначальным несоответствием расчетных значений нормативным требованиям (например, наличие составных частей с существенно более низкой звукоизоляцией), так и с наличием щелей и проемов, снижающих звукоизоляцию конструкций с достаточной теоретической изоляцией

2. Описание конструкций и цель исследования

В рамках исследования были проведены измерения звукоизоляции в ряде однотипных офисных помещений с целью сравнения расчетных и натурных значений. Большинство помещений представляли собой переговорные или комнаты для конференц-

связи. Все помещения являются однотипными по своему конструктивному устройству. Глухие перегородки, разделяющие помещения, выполнены из ГКЛ на каркасе по технологии КНАУФ. От общего офисного пространства («open space») и коридоров помещения отделены однослойным стеклянным ограждением из закаленного стекла толщиной 10 мм высотой 2.75 м (выше идет лобик из ГКЛ) с дверью (стандартная ширина 800 мм, резиновые уплотнители по периметру, щель между полотном и полом в среднем 10-15 мм), между стеклом и дверью в каждом помещении выполнены пустотелые вставки из пластика шириной 300 мм.

Выше уровня 2.75 м в каждом помещении через гипсокартонную конструкцию проходят коммуникации (воздуховоды круглого либо квадратного сечения со средним характерным диаметром 100-250 мм; лотки с кабелем, трубы различного диаметра), выходящие в общее офисное пространство.

Исследуемые помещения граничат с пространством «open-space» посредством одной либо двух перегородок (см. рис.1).

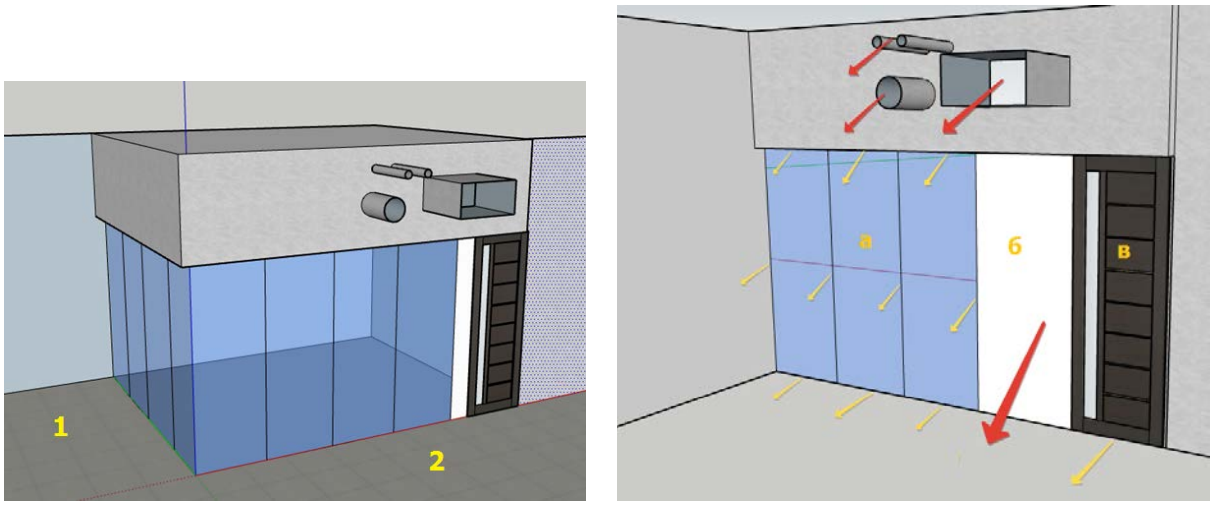


Рис. 1. Пример устройства исследуемых помещений: слева - граничащие с офисным пространством через две перегородки; справа - граничащие с офисным пространством через одну перегородку.

Таким образом, мы имеем составную конструкцию, состоящую из трех основных частей (рис.1 справа): стекло (а), пластиковая сэндвич-панель (б) и дверь (в). Гипсокартонная часть перегородки не учитывалась в расчетах в силу того, что перечисленные выше составные части имеют существенно более низкую изоляцию воздушного шума. Стрелками на рис.1 показаны основные пути утечки звука, учитываемые в теоретическом расчете. Кроме того, в верхней части некоторых перегородок выходит большое количество коммуникаций, что дополнительно влияет на снижение звукоизоляции общей конструкции.

Целью исследования было сравнение расчетных значений звукоизоляции для подобных составных конструкций, с учетом влияния щелей, с результатами натурных измерений; оценка точности расчета влияния утечек звука и возможность применения типовых расчетных формул для оценки звукоизоляции неоднородных по составу конструкций с целью дальнейшего использования полученных данных в инженерно-акустическом проектировании общественных зданий.

3. Теоретическая оценка звукоизоляции неоднородных ограждений

Расчеты отдельных составляющих неоднородных перегородок рассчитывались в программном комплексе INSUL (разработка компании MarshallDay Acoustics, Новая Зеландия). Точность расчетов звукоизоляции в данной программе декларируется на уровне ± 3 дБ, что хорошо подтверждается на практике - в частности, путем сравнения расчетов с данными лабораторных испытаний для ряда конструкций, а также в публикациях ее авторов (например, [8]).

Учет влияния щелей и отверстий осуществлялся также с заданием соответствующих параметров в программе: для стеклянных перегородок – до 0.5 мм по периметру каждой секции; для двери от 5 до 15 мм вдоль короткой стороны (зазор между дверным полотном и поверхностью пола). Варианты моделей, используемых в программном расчете, и их точность подробно рассматриваются авторами программы в статье [9]. В таблице 1 приводятся расчетные индексы изоляции воздушного шума (с учетом спектральной поправки C). На рисунке 2 показана частотная зависимость звукоизоляции R от высоты зазора (щели) под дверным полотном.

Таблица 1

Расчетная звукоизоляция отдельных частей перегородки с учетом наличия щелей

Конструкция		**R_w+C, с учетом щелей, дБ**
Стекло 10 мм		26
Пластиковая сэндвич-панель 40 мм, без заполнения		15
Дверь с облицовкой из HPL-пластика, 40 мм, без и с зазором между полотном и поверхностью пола:	без зазора	26
	5 мм	21
	10 мм	16
	15 мм	14

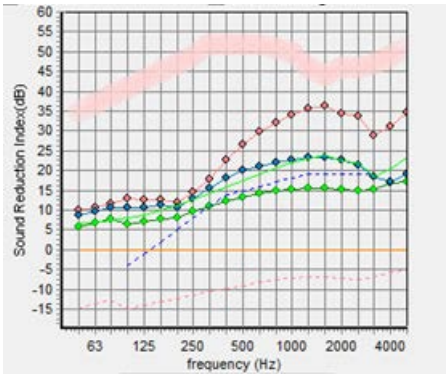


Рис. 2. Сравнение частотной характеристики звукоизоляции двери в зависимости от размеров щели под дверным полотном: розовая кривая – без зазора, синяя – зазор в 5 мм, зеленая – зазор в 15 мм.

Затем расчет индекса для составного ограждения из нескольких частей осуществлялся по формуле (1) в соответствии с методикой [2]:

$$R_{ср} = 10\lg\frac{S_{общ}}{\sum_{i=1}^{n}\frac{S_i}{10^{0,1R_i}}}, \qquad (1)$$

где $S_{общ}$ - суммарная площадь конструкции, м^2;

S_i - площадь i-й части, м^2

R_i – изоляция воздушного шума i-й части, дБ.

Легко определить, что звукоизоляцию составной конструкции определяет ее часть, составляющая наибольшую площадь. Вместе с тем, при наличии в составе частей (даже небольшой площади) с низкой звукоизоляцией, существенное увеличение индекса основной части конструкции не приведет к пропорциональному росту звукоизоляции всей перегородки. К примеру, для данных, приведенных в таблице 1, общая изоляция составной конструкции, приведенной на рис.1 (справа), составляет порядка 20 дБ. В силу того, что вставка из пластика (б) и наличие щели под дверью (в) приводят к существенной утечке звука, даже установка второго ряда остекления и соответственное увеличение расчетного индекса звукоизоляции этой составной части до 40-45 дБ не приведет к существенному росту индекса общей перегородки.

4. Сравнение результатов измерений с расчетными данными

В ходе натурных измерений в соответствии с ГОСТ 27296-2012 были определены индексы R'_w и $D_{nT,w}$ для 8 помещений, три из которых граничили с общим офисным пространством двумя перегородками (как на рис.1, слева), а остальные – одной перегородкой (как на рис.1, справа).

Так как размеры двери и пластиковой вставки по всех исследованных помещениях были одинаковы, в ходе сравнения изменялись только два параметра – площадь остекления и произвольно меняющееся количество выходящих из помещения коммуникаций. Для удобства доля, которую от общей площади составной перегородки занимает остекление, будет выражена в процентах.

На рис.3 приводятся значения для 6 конструкций, состоящих из стеклянных перегородок с долей по площади от 37 до 100%. Оставшуюся площадь перегородок составляли дверь и пластиковая панель. На графике показан расчетный показатель R_w для составной конструкции с учетом щелей на основе данных из табл.1, а также фактически измеренных индексов R'_w и $D_{nT,w}$. Так как в нашем случае индекс изоляции двери и пластиковой панели оказывается ниже, чем для стеклянных секций, то очевидно, что как натурные, так и расчетные значения изоляции возрастают при увеличении процента остекления.

Расчетный индекс изоляции составной конструкции составил в среднем около 20 дБ, фактический – около 16 дБ. Отклонение от расчетных значений составило от 3 до 6 дБ. Индекс $D_{nT,w}$ при этом оказался практически независим от состава перегородки.

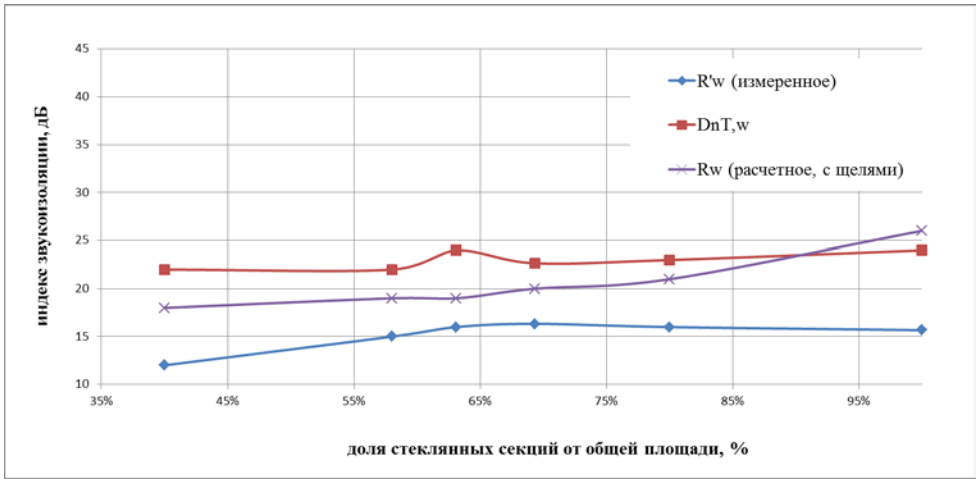


Рис. 3. Сравнение расчетного индекса R_w (фиолетовая кривая), фактически измеренных индексов R'_w (синяя кривая) и $D_{nT,w}$ (красная кривая) для составных перегородок, в зависимости от процента остекления.

В некоторых помещениях, граничащих с «open space» двумя перегородками, коммуникации выходили в основном в одну сторону (см. рис.1, слева), для данной ситуации были проведены дополнительные сравнительные измерения локальных значений разности звукового давления (в т.1 и т.2 на рисунке). В результате сравнительных измерений было определено, что напротив участка перегородки без выходов коммуникаций локальное значение индекса $D_{nT,w}$ на 2-3 дБ выше, что частично объясняет отклонение натурных данных от расчетов.

Заключение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Проведены теоретические расчеты и натурные измерения для ряда неоднородных офисных перегородок, состоящих из комбинации стеклянных секций, пластиковых панелей и двери в различном соотношении. Сопоставление результатов измерений с расчетами, выполненными методом компьютерного моделирования, показывает, что даже при расчетном учете наличия щелей в конструкции, фактическая звукоизоляция перегородок оказывается ниже расчетной на 3-6 дБ. Это связано с дополнительной передачей звука между помещениями по воздуховодам и иным коммуникациям, а также через недостаточно герметизированные места их прохода через перегородки.

2. Результаты исследования подтверждают, что звукоизоляция неоднородной (составной) перегородки в значительной степени определяется элементом с наиболее слабой звукоизоляцией, даже при его сравнительно небольшой площади по отношению ко всей конструкции. При проектировании подобных ограждений следует учитывать индекс изоляции каждой из составных частей перегородки. Для увеличения вероятности соответствия расчетам в натурных условиях необходимо, чтобы каждая из составных частей обладала требуемой звукоизоляцией или, по крайней мере, не сильно от нее отклонялась.

3. Практический опыт показывает, что существующее отечественное нормирование звукоизоляции ограждающих конструкций является не вполне совершенным в связи с тем, что требования предъявляются к теоретически рассчитанному либо лабораторно измеренному индексу R_w, в то время как фактическая звукоизоляция уже построенных конструкций может существенно отклоняться в меньшую сторону. Особенно это актуально для легких каркасных и неоднородных перегородок, массово применяемых в общественных зданиях. В этой связи можно рекомендовать при проектировании звукоизоляции в качестве цели ставить обеспечение не теоретических, а фактических значений, в соответствии с указаниями нормативных документов; для чего необходимо определить необходимый запас по индексу звукоизоляции, исходя из возможных конструктивных особенностей перегородок.

Список литературы

1. Свод правил СП 51.13330.2011. «Защита от шума» (актуализированная редакция СНиП 23-03-2003). М., 2011.

2. СП 275.1325800.2016 Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции.

3. A. P. Oliveira Carvalho, J. Amorim Faria ”Acoustic Regulations in European Union Countries” – Conf. in Build. Acoustics December 3-4, 1998, Dublin Ireland

4. Acoustics and Sound Insulation. Eckard Mommertz, Mueller-BBM - Műnchen, 2009.

5. JCU Design Guidelines – Section 18. Acoustics. James Cook University- Australia, 2014.

6. Health Technical Memorandum HTM 08-01: Acoustics. – UK Department of Health, 2008.

7. Acoustics of Schools: a design guide. Published in 2015 by the Association of Noise Consultants and the Institute of Acoustics, UK.

8. K. O. Ballagh. Accuracy of Prediction Methods for Sound Transmission Loss. – InterNoise, Proc. of the 33rd International Congress and Exposition on Noise Control, Prague, Czech Rep., 2004.

9. D.Griffin. Accuracy of Prediction Methods for Sound Reduction of Circular and Slit-shaped Apertures. – Proc.of 25th International Congress on Sound and Vibration, Hiroshima, 2018.

УДК 628.517.2
OECD 01.03.AA

Оценка шумозащитных свойств полых панелей и экранов с ромбовидной прослойкой из целлюлозно-бумажных и тканевых материалов

Асминин В.Ф. [1]*, Дружинина Е.В.[2], Осмоловский Д.С.[3]
[1]Профессор, Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, г. Воронеж, Россия
[2]Аспирант, Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, г. Воронеж, Россия
[3]Доцент, Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, г. Воронеж, Россия

Аннотация

Для снижения шума от производственного оборудования до допустимых нормативных значений в цехах на смежных постоянных или временных рабочих местах возникает необходимость в разработке облегчённых и быстровозводимых внутренних перегородок и акустических экранов. Обязательным требованием к этим перегородкам относятся малая масса конструкции, упрощённые монтаж-демонтаж, транспортировка и складирование. Данные требования обусловили поиск рациональной конструкции панели и акустических экранов при условии их высокой шумозащитной эффективности. Предлагаемая конструкция облегчённой панели может использоваться для быстро монтируемых и демонтируемых перегородок внутри помещений, а так же для акустических экранов. Для разработанной конструкции предлагается использовать целлюлозно-бумажные и тканевые материалы. Конструкция представляет собой полую двухслойную гофрированную панель с внутренними ромбовидными перегородками. Результаты экспериментальных исследований подтверждают высокие шумозащитные свойства, не уступающие по акустической эффективности перегородкам из изотропных и анизотропных материалов более высокой плотности. Возможность многократного уменьшения габаритных размеров панели в сложенном виде и малая масса повышают ее эксплуатационные свойства: упрощение монтажа-демонтажа, транспортировки и хранения.

Ключевые слова: шумозащитные свойства, звукоизолирующие панели, акустические экраны, переносные, облегченные.

Evaluation of noise protection properties of hollow panels and screens with diamond-shaped interlayer of pulp and paper and fabric materials

Asminin V.F. [1]*, Druzhinina E.V.[2], Osmolovsky D.S.[3]
[1] Professor, Voronezh State Forestry University them. G.F. Morozova, Voronezh, Russia
[2] Postgraduate student, Voronezh State Forestry University them. G.F. Morozova, Voronezh, Russia
[3] Associate Professor, Voronezh State Forestry University them. G.F. Morozova, Voronezh, Russia

Abstract

To reduce noise from production equipment to acceptable standard values in workshops at adjacent permanent or temporary workplaces, there is a need to develop lightweight and fast-built internal partitions and acoustic screens. Mandatory requirements for these partitions include a small mass of the structure, simplified

**Автор корреспондент: asminin.viktor@yandex.ru (Асминин В.Ф.)*

installation, disassembly, transportation and storage. These requirements led to the search for a rational design of the panel and acoustic screens, subject to their high noise protection efficiency. The proposed construction of a lightweight panel can be used for quickly mounted and dismountable partitions inside rooms, as well as for acoustic screens. For the designed design it is proposed to use cellulose-but-paper and fabric materials. The design is a hollow two-layer corrugated panel with internal diamond-shaped partitions. The results of experimental studies confirm the high noise protection properties, which are not inferior in acoustic efficiency to partitions of isotropic and anisotropic materials of higher density. The possibility of multiple reductions in the overall dimensions of the panel when folded and a small mass increase its operational properties: simplified installation, dismantling, transportation and storage.

***Key words**: noise protection properties, soundproofing panels, acoustic screens, portable, lightweight.*

Введение

Для снижения шума от металлорежущих и деревообрабатывающих станков и другого оборудования до допустимых нормативных значений на рабочих местах в производственных помещениях с постоянными и временными рабочими местами возникает необходимость в применении облегчённых и быстро возводимых внутренних перегородок и акустических экранов. Обязательными эксплуатационно-функциональными требованиями к этим перегородкам являются малая масса конструкции, упрощённые монтаж-демонтаж, транспортировка и складирование. Данные требования обусловили поиск рациональной конструкции панели и акустических экранов при условии их высокой акустической эффективности. Обоснована конструкция облегчённой панели, которая может использоваться для быстромонтируемых и демонтируемых перегородок внутри помещений, а также малых акустических экранов. Для изготовления разработанной конструкции панели предлагается использовать целлюлозно-бумажные и тканевые материалы. Результаты экспериментальных исследований позволили сделать вывод, что предлагаемое конструктивное решение облегчённой панели, перегородки или экрана обладает высокими шумозащитными свойствами и отвечает функционально-эксплуатационным требованиям к ним.

1. Обоснование необходимости применения и поиска конструктивного решения облегченной переносной шумозащитной панели или малого акустического экрана

Размещение станков и производственного оборудования с интенсивным шумоизлучением в цехах машиностроительных, деревообрабатывающих и других производств, а также в ремонтных мастерских проводятся, как правило, только из соображений технологической рациональности, без учета подверженности шумовой нагрузке как непосредственно занятого на шумных операциях персонала, так и незанятого на них. В ремонтных мастерских и на малых производствах в одном помещении могут проводиться шумные операции временными циклами, т.е., с организацией временных рабочих мест. Возникает необходимость во временной перепланировке помещения для защиты части персонала от повышенного шума а, именно, требуется возведение временной экранирующей или звукоизолирующей перегородки [1]. При этом воздействию повышенных уровней шума подвергается персонал на смежных постоянных рабочих местах. На рис. 1 представлены, как примеры, два варианта производственных помещений с постоянными и временными

рабочими местами, где возникает необходимость возведения временных звукоизолирующих перегородок (панелей) или малых акустических экранов.

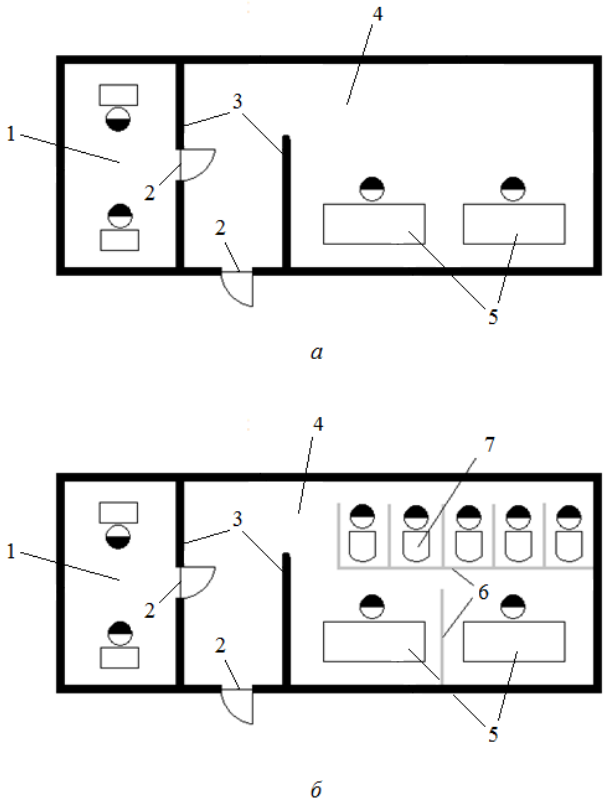


Рис. 1. План производственного помещения: а – с постоянными рабочими местами; б - с временными рабочими местами. 1 – конторское помещение; 2 – дверь; 3 – стационарные перегородки; 4 – цех; 5 – постоянные смежные рабочие места с шумным станочным оборудованием; 6 – временные перегородки и малые экраны; 7 – временные рабочие места с шумным оборудованием или ручным инструментом.

Для решения задачи снижения шума на постоянных и временных рабочих местах с интенсивным шумоизлучением был проведен целый комплекс теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию оптимальной конструкции переносной облегченной шумозащитной панели (экрана) и выбора материала для нее. Исследования проводились согласно следующим сформулированным критериальным требованиям к такой панели:

- унифицированность конструкции;
- малая масса для облегчения переноски;
- упрощенный монтаж-демонтаж для экономии времени;
- удобство транспортирования и хранения в нерабочем состоянии для экономии места;
- высокие шумозащитные свойства, не уступающие свойствам аналогов.

2. Описание разработанной конструкции облегченной переносной шумозащитной панели (экрана)

Всем перечисленным выше критериальным требованиям удовлетворяет разработанная конструкция облегченной переносной шумозащитной панели (экрана). На рис. 2 представлен общий вид панели в аксонометрии, дающий представление о ее конструктивных особенностях [2, 3, 4].

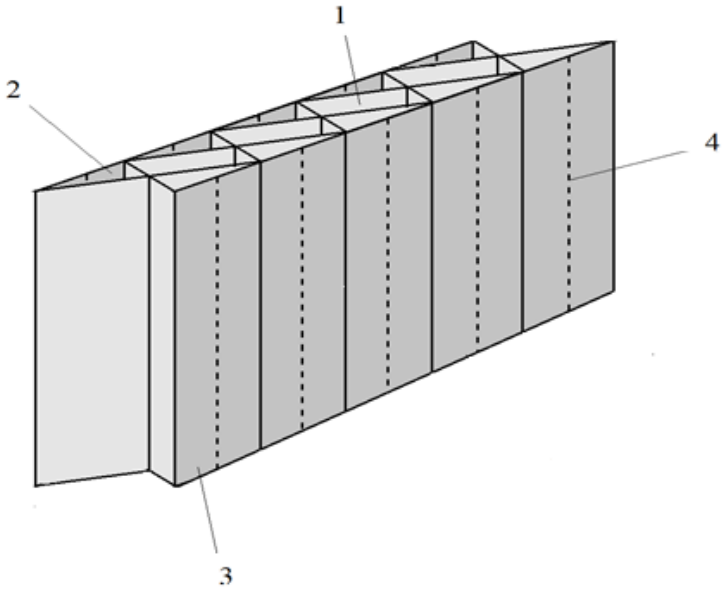


Рис. 2. Общий вид облегченной, шумозащитной панели, где 1 – ромбовидная прослойка, 2, 3 – параллельные плоские перегородки; 4 – линии изгиба.

Панель полностью изготавливается из целлюлозно-бумажных материалов (плотный картон) или тканей с огнезащитной пропиткой. Возможно использование для этих целей и полимерных негорючих пленок с каркасом [5]. Выбор указанных материалов и такое конструктивное решение позволяют снизить массу панели в несколько раз.

Конструкция панели представляет собой два параллельных листа с расположенной между ними прослойки, поперечное сечение которой представляет собой цепочку ромбов. Ограничивающие конструкцию панели листы имеют линии изгиба, которые располагаются напротив соединения ромбов друг с другом. Листы конструкции и ромбовидная прослойка склеиваются между собой по определенной технологии.

Линии изгиба придают панели свойства гофры («гармошки») при ее складывании для транспортировки или хранения, что демонстрирует рис. 3.

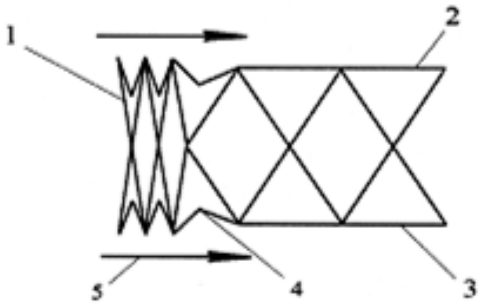


Рис.3. Поперечное сечение конструкции в процессе демонтажа.

3. Методика экспериментальных исследований и оценки шумозащитных свойств облегченной панели

Для экспериментального исследования акустических свойств панелей в вариативном исполнении использовалась установка, принципиальная схема которой представлена на рис.4. Установка состоит из двух разборных одинаковых камер (А и Б) с источником и приёмником звука, между которыми размещается исследуемый образец панели. Габаритные размеры установки – 2000х500х500 мм; размер одной камеры – 1000х500х500 мм.

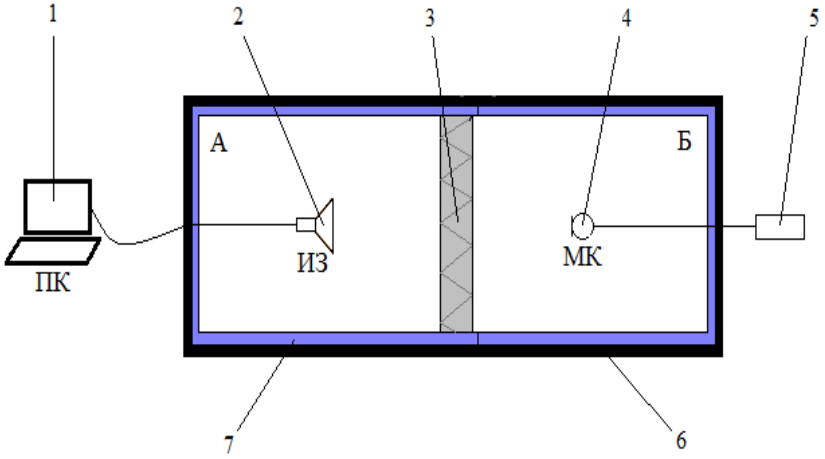


Рис.4. Принципиальная схема установки: 1 – генератор акустических сигналов (ПК); 2 – источник звука (ИЗ); 3 – исследуемая конструкция панели; 4 – микрофон (МК); 5 – шумомер; 6 – разъёмный звукоизолирующий корпус установки; 7 – звукопоглощающая пористая внутренняя облицовка.

Для акустических измерений использовался шумомер «ОКТАВА – 110 А». В качестве источника звука выступала активная (с усилителем) акустическая система, подключенная к ПК. Шум от источника был постоянным со стабильной спектральной характеристикой. В таблице 1 приведена спектральная характеристика источника звука, измеренная в камере установки в отсутствии исследуемых панелей [6].

Таблица 1

Спектральная характеристика источника звука в камере

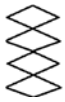
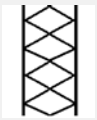
Среднегеометрическая частота, Гц								Уровень звука, дБА
63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Уровни звукового давления, дБ								
51,1	41,0	59,4	64,3	65,6	68,1	75,9	64,6	77,7

4. Результаты экспериментального исследования шумозащитных свойств облегченной панели и сравнительной оценки с аналогами

В соответствии с выдвинутым ранее критериальным требованием упрощённого монтажа-демонтажа, транспортировки и хранения переносной панели её конструкция должна быть гофрированная. Поэтому были экспериментально исследованы различные варианты исполнения гофрированных панелей. Результаты исследования приведены в таблице 2.

Таблица 2

Спектральные характеристики шума в камере за панелью в зависимости от варианта ее исполнения

№ вариации	Комбинации профилей		Среднегеометрическая частота, Гц								Уровни звука, дБА
	Схема профиля	Описание	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
			Уровни звукового давления, дБ								
1		1 гофрированная перегородка	44.4	46.9	57.3	61.2	62.3	55.1	62.4	48.2	66.3
2		2 гофрированные перегородки с отнесением	42.1	40.7	62.0	63.0	61.1	52.0	55.3	41.1	64.3
3		Ромбовидная перегородка	39.4	39.7	59.7	59.8	63.1	58.2	54.3	42.4	63.2
4		Ромбовидная перегородка, заключённая между двумя плоскими	39.3	34.8	50.3	56.0	55.5	49.4	46.9	24.0	58.1

Как видно из таблицы 2, наилучший результат по акустической эффективности получен по варианту № 4 исполнения конструкции панели. Этот вариант исполнения и был принят за базовый [6].

Основным недостатком аналогов в сравнении с разработанной облегченной шумозащитной панелью является их большая масса, обусловленная высокой

плотностью используемых материалов, обеспечивающих звукоизоляционные свойства. Как правило, в аналогах используются металлы и древесные материалы. Поэтому в качестве сопоставимых аналогов были испытаны панели из стального листа и древесно-стружечной плиты (ДСП).

Результаты сравнительной оценки спектральных характеристик и массы образцов приведены в таблице 3.

Таблица 3

Сравнительная оценка шумозащитных свойств и масс облегченной панели и аналогов

Исследуемый образец размером 500х550х550 ммп	Масса образца, кг	Среднегеометрическая частота, Гц								Уровни звука, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
		Уровни звукового давления, дБ								
Сталь толщиной 2 мм	5,10	37,4	37,6	49,6	52,8	53,9	48,6	55,3	37,4	58,9
ДСП толщиной 15 мм	2,41	38,6	38,0	55,1	56,6	56,0	53,7	51,4	42,7	60,2
Облегченная панель толщиной 45 мм	0,36	39,3	34,8	50,3	56,0	55,5	49,4	46,9	24,0	58,1

Заключение

Очевидно, что разработанная унифицированная шумозащитная облегченная панель специального конструктивного исполнения из целлюлозно-бумажных или тканевых материалов, не уступает или превосходит по акустической эффективности и значительно превосходит по массе (в 7-15 раз) аналоги из изотропных и анизотропных материалов большой плотности. Особенности конструкции облегченной панели (экрана) позволяют улучшить ее эксплуатационные качества из-за потери объемности сложенном виде. В результате упрощаются и облегчаются монтаж-демонтаж панели (экрана), ее транспортировка и хранение.

Список литературы

1. Асминин В. Ф., Болучевский А. В. Облегчённые временно возводимые шумоизоляционные перегородки для производственных и офисных помещений [Текст] / Безопасность жизнедеятельности и здоровьесбережение на современном этапе: перспективы развития. Всероссийская научно практическая конференция. 25-26 октября 2012 г. – Самара. 2012 – С. 84-87.

2. В.Ф. Асминин Обоснование конструкции облегченной панели для переносных акустических экранов [Текст] / Е. В. Дружинина, В. Ф. Асминин, А. В. Болучевский // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика : сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции. - Воронеж, 2017. - Т. 5, № 1 (27). - С. 21-26. - Международная научно-практическая юбилейная конференция «Развитие идей Г. Ф. Морозова при переходе к устойчивому лесоуправлению», Воронеж, 20-21 апреля 2017 г.

3. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2014616262 Программа для моделирования прохождения звука через облегченную

звукоизолирующую панель с гофрированной ромбовидной структурой [Текст]: / В. Ф. Асминин, А. В. Болучевский., В. В. Посметьев – Опубл. 20.07.2014.

4. Патент 123431 RU Облегчённая звукоизолирующая панель [Текст]: / В. Ф. Асминин, А. В. Болучевский – Опубл. 27.12.2012. – Бюл. №36.

5. Асминин В. Ф., Болучевский А. В., Переносные акустические экраны из полимерных материалов с изменяемым геометрическим профилем отражающей поверхности [Текст] / Защита населения от повышенного шумового воздействия. III Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием. 22-24 марта 2011 г. – Санкт-Петербург. 2011 – С. 610-613.

6. Асминин В. Ф., Бакланова О.В., Болучевский, А. В. Экспериментальное обоснование конструкции облегчённой панели для переносных акустических экранов [Текст] // Научный вестник ВГАСУ. Строительство и архитектура. – 2012, №4. – С.114-119 (перечень ВАК).

УДК.628.517.2
OECD 1.03.AA

Математическая модель снижения шума от пильного диска, достигаемого применением вибродемпфирующих прокладок с сухим трением (ВДПСТ)

Асминин В.Ф.[1], Осмоловский Д.С.[2], Дружинина Е.В.[3]
[1] Профессор ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», Воронеж, Российская Федерация
[2] Доцент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», Воронеж, Российская Федерация
[3] Аспирант ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», Воронеж, Российская Федерация

Аннотация

В работе описывается унифицированная конструкция вибродемпфирующих прокладок с сухим трением для снижения шума от дисковых пил круглопильных деревообрабатывающих станков. А также приводится, разработанная математическая модель снижения уровня звукового давления (ΔL, дБ) излучаемого пильным диском с вибродемпфирующими прокладками с сухим трением. Математическая модель снижения уровня звукового давления подтверждает ранее проведенные натурные испытания и общую акустическую эффективность предложенной конструкции.

Разработанная унифицированная конструкция, состоящая из вибродемпфирующих фрикционных прокладок (с сухим трением ВДПСТ), помещается между пильным диском и зажимным фланцем круглопильных деревообрабатывающих станков. Предлагаемая конструкция состоит, по меньшей мере, из двух идентичных вибродемпфирующих прокладок, состоящих каждая из слоя основы и слоя мелкодисперсных минеральных абразивных частиц, наносимых адгезионным способом на основу. При этом фрикционная площадь контактирующих поверхностей увеличивается в несколько раз за счет взаимного проникновения мелкодисперсных частиц слоев прокладок, что позволяет повысить их акустическую эффективность и ограничить размер до диаметра зажимного фланца. Основным фактором диссипации вибрационной энергии в предложенной конструкции выступает сухое трение между минеральными абразивными частицами. Предложенная конструкция снижения шума от пильного диска применением ВДПСТ, выгодно отличается от вибродемпфирующих покрытий из полимерных материалов по следующим показателям: акустической эффективностью в широком диапазоне частот; меньшей поверхностной плотностью; стабильностью демпфирующих свойств с повышением температуры; устойчивостью к сдвиговым деформациям и разрушению. Стабильность демпфирующих свойств с повышением температуры является критериальным требованием к подобным конструкциям в виду нагрева пильного диска во время пиления древесины.

Ключевые слова: вибродемпфирование, снижение шума, круглопильный деревообрабатывающий станок, прокладки с сухим трением, пильный диск, абразивные частицы, математическая модель снижения шума.

Mathematical model of reduction of level of noise by saw disk application vibradamping gaskets with a dry friction (VDPST)

V. F. Asminin[1], D. S. Osmolovsky[2], A. V. Bolychevsky[3]
[1] Prof. Dr.-Ing., [2] Ph.D. in Engineering Science, head instructor, [3] Post-graduate student
[1,2,3] Federal State Budget Education Institution of Higher Education "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation

Abstract

In the work described construction of vibradamping gaskets with a dry friction for the reduction of noise from saw disk circular woodworking machines. And also led, the mathematical model of reduction of level of noise pressure (ΔL, dB) is radiated by saw disk with vibradamping gaskets with a dry friction. The mathematical model of reduction of level of noise pressure confirms the before conducted model tests and general acoustic efficiency of an offer construction.

The unified construction of the device which consists of the vibradamping frictional gaskets (with a dry friction VDPST) placed between a saw disk and a clamping flange circular of woodworking machines is offered. Introduce construction consist, in the least, from two identical vibradamping gaskets, consisted from ply base ply finely divided minerals abrasive particles, applied adhesion method on base. That said friction content joint surfaces expended in more than once at one's cost relative to penetration abrasive particles ply gaskets, what expended their acoustical efficiency and limit size to diameter gripping flange. Crucial factor dissipation vibration energy in propose construction come out dry friction between minerals abrasive particles.

Recommend construction reduction noise to saw disk directions VDPST, profitable is different of vibradamping coatings from polymer materials upon indications: acoustic efficiency in extended frequency diapason, smallest density per unit area, stability vibradamping properties for the boosting temperature, immunity to shearing deformation and destruction.

Stability damping property properties for the boosting temperature being criteria requirements to matching construction because of heat saw disk during sawing wood substance.

Keywords: *vibradamping, noise reduction, circular woodworking machine, gaskets with dry friction, saw disk, abrasive particles, mathematical model of reduction of noise.*

Как известно, круглопильные деревообрабатывающие станки относятся к одному из наиболее шумных видов деревообрабатывающего оборудования (уровень шума на рабочем ходу достигает 110-120 дБА). Доминирующим источником шума от круглопильных деревообрабатывающих станков на рабочем ходу является пильный диск, вследствие возбуждения в нем звуковой вибрации [1,2,3,4,5,6].

Разработана и запатентована конструкция унифицированных вибродемпфирующих прокладок с сухим трением (ВДПСТ), которые помещаются между пильным диском и зажимными фланцами станка (рис. 1). Предлагаемая конструкция состоит, по меньшей мере, из двух идентичных вибродемпфирующих прокладок, состоящих каждая из слоя основы (например, тканевой или бумажной) и слоя мелкодисперсных минеральных абразивных частиц, наносимых адгезионным способом на основу. При этом фрикционная площадь контактирующих поверхностей увеличивается в несколько раз за счет взаимного проникновения мелкодисперсных частиц слоев прокладок, что позволяет повысить их акустическую эффективность, при этом ограничить их размер до диаметра зажимного фланца[7, 8, 9, 15] .

Для пильного диска с ВДПСТ на сегодняшний день не существует подходов теоретического представления диссипации колебательной энергии в системе «пильный диск - ВДПСТ», что необходимо для теоретической оценки акустической эффективности предложенной конструкции нового демпфирующего устройства. На основе метода волнового сопротивления тонких пластин была разработана математическая модель снижения уровня звукового давления (ΔL, дБ) излучаемого пильным диском с ВДПСТ [10, 11, 12, 13, 14,15]. При разработке модели были приняты некоторые допущения:

- пильный диск представлен как круглая металлическая пластина зажатая в центре;
- ВДПСТ представлены как пластины круглой формы, зажатые в центре.

В данной работе приводится сокращенный вариант описания математической модели снижения шума от пильного диска применением ВДПСТ, в котором отражены основные подходы и положения моделирования [15].

Как известно, снижение шума излучаемого демпфированным пильным диском в окружающее пространство, оценивается по формуле:

$$\Delta L = 20\lg\left(\frac{\eta_\Sigma}{\eta_o}\right), \tag{1}$$

где η_o – коэффициенты потерь пильного диска без ВДПСТ; η_Σ – коэффициенты потерь пильного диска с ВДПСТ.

Коэффициент потерь материала пильного диска можно определить, если известен импеданс для данной конструкции по формуле (2), т.е.

$$\eta_o = \frac{\operatorname{Re} Z_o}{|Z_o|}, \tag{2}$$

где $|Z_o| = \sqrt{(\operatorname{Re} Z_o)^2 + (\operatorname{Im} Z_o)^2}$ – модуль импеданса пильного диска; $\operatorname{Re} Z_o$ – действительная часть импеданса пильного диска; $\operatorname{Im} Z_o$ – мнимая часть импеданса пильного диска.

Коэффициент потерь материала пильного диска с ВДПСТ можно определить, если известен суммарный импеданс

$$\eta_\Sigma = \frac{\operatorname{Re} Z_\Sigma}{|Z_\Sigma|}, \tag{3}$$

где $|Z_\Sigma| = \sqrt{(\operatorname{Re} Z_\Sigma)^2 + (\operatorname{Im} Z_\Sigma)^2}$ – модуль импеданса пильного диска с ВДПСТ; $\operatorname{Re} Z_\Sigma$ – действительная часть импеданса пильного диска с ВДПСТ; $\operatorname{Im} Z_\Sigma$ – мнимая часть импеданса пильного диска с ВДПСТ.

Суммарный импеданс пильного диска с ВДПСТ имеет вид

$$Z_\Sigma = Z_o + 2Z_2, \tag{4}$$

где Z_2 – импеданс ВДПСТ.

Импеданс пильного диска и ВДПСТ можно записать в виде

$$Z_o = \operatorname{Re} Z_o + i \operatorname{Im} Z_o, \tag{5}$$

$$Z_2 = \operatorname{Re} Z_2 + i \operatorname{Im} Z_2, \tag{6}$$

$$Z_\Sigma = \operatorname{Re} Z_\Sigma + i \operatorname{Im} Z_\Sigma. \tag{7}$$

Составляющие суммарного импеданса пильного диска и ВДПСТ будут

$$\operatorname{Re} Z_\Sigma = \operatorname{Re} Z_o + 2\operatorname{Re} Z_2, \tag{8}$$

$$\operatorname{Im} Z_\Sigma = \operatorname{Im} Z_o + 2\operatorname{Im} Z_2. \tag{9}$$

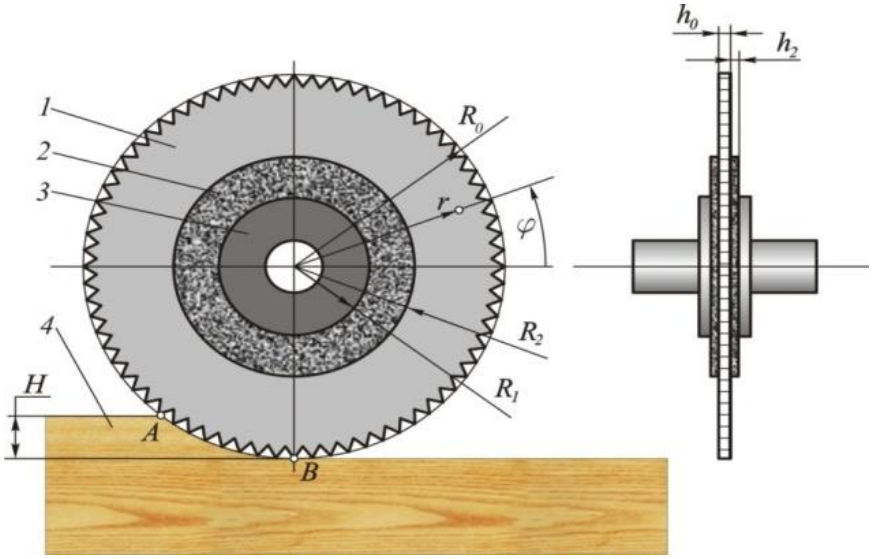


Рис. 1. Узел крепления пильного диска с ВДПСТ. 1 – пильный диск; 2 –ВДПСТ; 3 – зажимные фланцы; 4 – заготовка.

На основании формулы (3) коэффициенты потерь, соответственно, для пильного диска с ВДПСТ будут:

$$\eta_o = \frac{\operatorname{Re} Z_o}{\sqrt{(\operatorname{Re} Z_o)^2 + (\operatorname{Im} Z_o)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{Im} Z_o}{\operatorname{Re} Z_o}\right)^2}}, \tag{10}$$

$$\eta_\Sigma = \frac{\operatorname{Re} Z_\Sigma}{\sqrt{(\operatorname{Re} Z_\Sigma)^2 + (\operatorname{Im} Z_\Sigma)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{Im} Z_\Sigma}{\operatorname{Re} Z_\Sigma}\right)^2}}, \tag{11}$$

Формулу (1) с учётом (8), (9), (10) и (11) после преобразований запишем в виде:

$$\Delta L = 10 \lg \left[\frac{1 + \left(\frac{\operatorname{Im} Z_o}{\operatorname{Re} Z_o}\right)^2}{1 + \left(\frac{\operatorname{Im} Z_o + 2 \operatorname{Im} Z_2}{\operatorname{Re} Z_o + 2 \operatorname{Re} Z_2}\right)^2} \right]. \tag{12}$$

Коэффициенты потерь, входящие в (1) и составные элементы импедансов, входящие в (12) могут быть определен на основе гипотез Кирхгофа – Лява [10, 11, 12,13,14]: прямолинейный элемент, нормальный к срединной поверхности до деформации, остается прямым и нормальным к срединной поверхности, не меняя своей длины. Деформации предполагаются малыми. В пластине реализуется обобщенное плоское напряженное состояние.

Деформацию срединной поверхности при изгибе пластины не учитывают. Предполагаем, что на пильный диск действует динамическая нагрузка *F*, а на контуре приложены поперечные силы, изгибающие и крутящие моменты. Согласно (8, 11, 12, 13, 15, 16, 18, 19, 20).

Поперечные колебания упругой пластины круглой формы описываются уравнением:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left\{r\left[D\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\partial^2\xi}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial\xi}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2\xi}{\partial\varphi^2}\right)+\frac{\partial D}{\partial r}\left(\frac{\partial^2\xi}{\partial r^2}+\frac{\sigma}{r}\frac{\partial\xi}{\partial r}+\frac{\sigma}{r^2}\frac{\partial^2\xi}{\partial\varphi^2}\right)\right]\right\}+$$
$$+\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\frac{D}{r}\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{\partial^2\xi}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial\xi}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2\xi}{\partial\varphi^2}\right)+(1-\sigma)\frac{\partial D}{\partial r}\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial\xi}{\partial\varphi}\right)\right]-\omega^2\rho_1 r h_0\xi=0, \qquad (13)$$

где $D=\frac{Eh_o^3(1+i\eta)}{12(1-\sigma_o^2)}$ – цилиндрическая жесткость, в которой учтен коэффициент потерь материала дисковой пилы; r – радиальная координата точки на диске; φ – угловая координата точки на диске; ξ – поперечные перемещения диска пилы; ω – круговая частота колебаний диска; ρ_1 – объемная плотность материала диска; h_o – толщина диска; $i=\sqrt{-1}$ – мнимая единица.

С учетом динамической силы уравнение (13) после дифференцирования по времени, и выполнения некоторых преобразований, примет вид

$$D\frac{\partial}{\partial r}\left\{r\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\partial^2\dot\xi}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial\dot\xi}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2\dot\xi}{\partial\varphi^2}\right)+\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\partial^2\dot\xi}{\partial r^2}+\frac{\sigma}{r}\frac{\partial\dot\xi}{\partial r}+\frac{\sigma}{r^2}\frac{\partial^2\dot\xi}{\partial\varphi^2}\right)\right]\right\}+$$
$$+\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{\partial^2\dot\xi}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial\dot\xi}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2\dot\xi}{\partial\varphi^2}\right)+(1-\sigma)+\frac{\partial^2}{\partial r^2}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial\dot\xi}{\partial\varphi}\right)\right]-\omega^2\rho_1 r h_0\dot\xi=\frac{dF/dt}{\cup AB}, \qquad (14)$$

где $\dot\xi=\frac{d\xi}{dt}$ – вибрационная скорость поверхности диска.

Общее аналитическое решение уравнения (14) для вибрационной скорости может быть найдено в некоторых частных случаях с учетом некоторых допущений.

Во внимание будут приниматься условия:

1) Функция $\xi(\varphi)=const$, что соответствует наличию только узловых окружностей и отсутствию узловых диаметров в собственных формах колебаний диска, т.е. $\frac{\partial\xi}{\partial\varphi}=\frac{\partial^2\xi}{\partial\varphi^2}=0$

2) Поверхность элемента диска носит колебательный характер в форме

$\xi(r,t)=\xi_o e^{i(\omega t-kr)}$ где ω – круговая частота колебаний; $k=\left(\frac{h_o\rho_1\omega^2}{D_o}\right)^{\frac{1}{4}}$ – волновое число изгибных волн; $D_o=\frac{E_o h_o^3(1+i\eta_o)}{12(1-\sigma_o^2)}$ – цилиндрическая жесткость пильного диска; E_o – модуль Юнга материала пильного диска; η_o – коэффициент потерь материала пильного диска.

3) Вибрационная скорость поверхности пильного диска с учётом (14) будет

$$\dot\xi=\frac{\partial}{\partial t}\xi(r,t)=\xi_o i\omega\cdot\exp[i(\omega t-kr)]. \qquad (15)$$

4) Величина силовой нагрузки, действующей на пильный диск, будет определяться параметрами пильного диска, т.е. количество режущих зубьев, скорость вращения диска, глубина резания, ширина полотна диска и т.д. Величину силовой нагрузки можно представить в виде

$$F = F_o \cdot \exp\left[i\left(At - kr\right)\right], \tag{16}$$

где A – комплекс, учитывающий параметры диска и имеющий вид

$$A = \frac{\pi}{60} nz, \tag{17}$$

где n – количество оборотов в минуту; z – количество режущих зубьев на диске, $F_o = \frac{N_p}{V_p}$ – амплитуда силовой нагрузки; N_p – мощность резания; V_p – скорость резания.

После ряда преобразований [15] из уравнений 11, 2 и с учетом 16 можно определить вибрационную скорость импеданс пильного диска, соответственно, в следующем виде:

$$\dot{\xi} = \frac{K_o F_o \cdot \exp\left[i\left(At - k_o r\right)\right]}{\left[\left(\left(3-\sigma_o\right)k_o^3 - \left(1-\sigma_o\right)\frac{k_o}{r}\left(\frac{1}{r} + k_o i\right) - 2k_o^4 ri\right)D_o + \omega^2 \rho_1 r h_o i\right]}, \tag{18}$$

$$\text{где } K_o = \frac{A}{R_o \cdot \arccos\left(\frac{R_o - H}{R_o}\right)}, \tag{19}$$

$$Z_o = \frac{1}{K_o}\left[\left(\left(3-\sigma_o\right)k_o^3 - \left(1-\sigma_o\right)\frac{k_o}{r}\left(\frac{1}{r} + k_o i\right) - 2k_o^4 ri\right)D_o + \omega^2 \rho_1 r h_o i\right], \tag{20}$$

Импеданс Z_2 ВДПСТ можно определить на основании рассуждений представленных выше. Используем уравнение похожее на уравнение (14), но имеющее несколько иные характеристики материала. Уравнение поперечных колебаний ВДПСТ с учётом динамической силы представится в виде:

$$D_2 \frac{\partial}{\partial r}\left\{r\left[2\frac{\partial^3 \dot{\xi}}{\partial r^3} + \left(1-\sigma\right)\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial \dot{\xi}}{\partial r}\right)\right]\right\} - \omega^2 \rho_2 r h_2 \dot{\xi} = \frac{dF_2 / dt}{2\pi R_2}, \tag{21}$$

Вибрационная скорость ВДПСТ определится из уравнения:

$$\dot{\xi} = \frac{K_2 F_o \frac{R_2}{R_o} \cdot \exp\left[i\left(At - kr\right)\right]}{\left[\left(\left(3-\sigma_2\right)k_2^3 - \left(1-\sigma_2\right)\frac{k_2}{r}\left(\frac{1}{r} + k_2 i\right) - 2k_2^4 ri\right)D_2 + \omega^2 \rho_2 r h_2 i\right]}, \tag{22}$$

Импеданс ВДПСТ запишем в виде

$$Z_2 = \frac{1}{K_2}\left[\left(\left(3-\sigma_2\right)k_2^3 - \left(1-\sigma_2\right)\frac{k_2}{r}\left(\frac{1}{r} + k_2 i\right) - 2k_2^4 ri\right)D_2 + \omega^2 \rho_2 r h_2 i\right], \tag{23}$$

В результате некоторых преобразований [15] мнимая и действительные части импедансов пильного диска и ВДПСТ примут следующий вид:

$$\mathrm{Re}(Z_o) = \frac{G_1}{K_o}\left[Y_1(\omega) - Y_2(\omega)\eta_o\right], \tag{24}$$

$$\mathrm{Im}(Z_o) = \frac{G_1}{K_o}\left[Y_1(\omega)\eta_o + Y_2(\omega)\right] + G_4\omega^2, \tag{25}$$

$$\mathrm{Re}\, Z_2 = \frac{PG_1}{K_2}\left[PY_1(\omega) - PY_2(\omega)\eta_2\right], \tag{26}$$

$$\mathrm{Im}\, Z_2 = \frac{PG_1}{K_2}\left[PY_1(\omega)\eta_2 + PY_2(\omega)\right] + PG_4\omega^2 \tag{27}$$

Зная значения импедансов, а соответственно и коэффициентов потерь пильного диска и ВДПСТ по формулам 1 и 12 можно рассчитать теоретическое снижение шума от применения ВДПСТ, где будет учитываться основные параметры: глубина резания, диаметр пильного диска, диаметр ВДПСТ, число зубьев пильного диска, количество оборотов пильного диска в минуту и.д. По разработанной математической модели были проведены расчеты снижения уровней звукового давления от возбужденного пильного диска применением ВДПСТ. Основные параметры, использованные для теоретических расчетов, соответствовали параметрам, при которых проводились экспериментальные исследования. Результаты теоретических расчетов и экспериментальных исследований приведены на рис. 2. Предложенная математическая модель зависимости акустической эффективности ВДПСТ может быть использована для теоретического определения акустической эффективности с величиной достоверности аппроксимации R^2 = 0,93. Из представленных графических зависимостей следует, что характер изменения теоретических и экспериментальных кривых практически идентичен во всем рассматриваемом диапазоне частот (от 125 до 16000 Гц). Полученный результат демонстрирует адекватность математической модели.

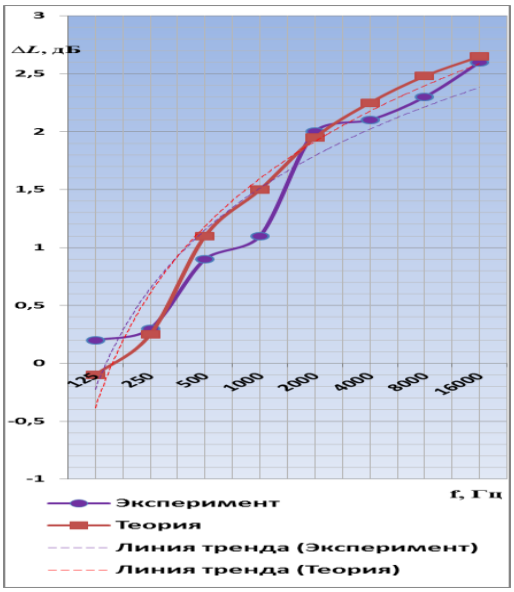


Рис. 2. Сравнительный анализ результатов теоретических исследований и натурных испытаний акустической эффективности ВДПСТ

Список литературы

1. Иванов, Н.И. Основы виброакустики / Н.И. Иванов, А.С. Никифоров. – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.

2. Vetter J.M. Noise and noise suppression on woodworking machines: (In Dutch) // Applied Ergonomics. – 1972. – Vol. 3, Issue 3. – P. 178.

3. Fesier W., Hauf, R. and Heuft. Noise measurement and hearing surveys in the woodworking industries // Applied Ergonomics. – 1971. – Vol. 2, Issue 4. – P. 247.

4. Reiter Jr. W.F., Keltie R.F. On the nature of idling noise of circular saw blades // Journal of Sound and Vibration. – 1976.– Vol. 44, – № 4, 22 February 1976. – P. 531-543.

5. Martin Pohl, Michael Rose. Piezoelectric shunt damping of a circular saw blade with autonomous power supply for noise and vibration reduction // Journal of Sound and Vibration. – 2016. – Vol. 361, 20 January 2016. – P. 20-31.

6. Ouédraogo B., Maréchal R., Ville J.-M., Perrey-Debain E. Broadband noise reduction by circular multi-cavity mufflers operating in multimodal propagation conditions // Applied Acoustics. – 2016. – Vol. 107, June 2016. – P. 19-26.

7. Осмоловский Д. С. Вибродемпфирующие свойства прокладок с сухим трением для снижения звуковой вибрации от круглопильных деревообрабатывающих станков / Осмоловский Д. С., Асминин В. Ф. // Защита населения от повышенного шумового воздействия: Сборник докладов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова. Санкт-Петербург, 2011. - С. 652-658.

8. Осмоловский, Д. С. Экспериментальное исследование диссипативных свойств вибродемпфирующих прокладок с фрикционным трением для снижения шума от круглопильных деревообрабатывающих станков / Д. С. Осмоловский, В. Ф. Асминин // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. - 2011. - № 5 (323). - С. 59-63.

9. Осмоловский Д. С. Акустическая эффективность от применения вибродемпфирующих прокладок с сухим трением (ВДПСТ) для снижения шума от пильного диска круглопильных деревообрабатывающих станков / Д.С. Осмоловский, В.Ф. Асминин // Безопасность жизнедеятельности.- 2012. - № 8 (140). – С. 14-19.

10. Вибрации в технике: справочник: В 6 т. Т. 4 : Вибрационные процессы и машины / под ред. Э. Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.

11. Михин, Н. М. Внешнее трение твердых тел / Н. М. Михин. – М.: Наука, 1977. – 221 с.

12. Писаренко, Г. С. Рассеяние энергии при механических колебаниях / Г. С. Писаренко. – Киев : Изд-во АН УССР, 1962. – 436 с.

13. Скучик, Е. Простые и сложные колебательные системы / Е. Скучик. – М.: Мир, 1971. – 558 с.

14. Ли, А. Г. Математическое описание шумообразования дисковых пил /А. Г. Ли // Известия ВЕВ FG. - 2004. - № 2. – С. 16-21.

15. Снижение шума от круглопильных станков вибродемпфированием: научное обоснование конструкции вибродемпфирующего устройства, оценка его эффективности и практическая реализация : монография / Д. С. Осмоловский, В. Ф. Асминин; Воронеж. гос. лесотехн. акад. - Германия : LAP Lambert academic publishing, 2013. - 133 с.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 534-13
OECD 01.03.AA

Метод комплексного аэроакустического моделирования летательных аппаратов

Бойчук И.П.[1*], Гринек А.В.[2], Данцевич А.Ю.[3], Новиков А.Ю.[4]
[1]Доцент, Государственного морского университета им.адм. Ф.Ф. Ушакова, г.Новороссийск, Россия
[2]Доцент, Государственного морского университета им.адм. Ф.Ф. Ушакова, г.Новороссийск, Россия
[3]Доцент, Государственного морского университета им.адм. Ф.Ф. Ушакова, г.Новороссийск, Россия
[4]Студент, Государственного морского университета им.адм. Ф.Ф. Ушакова, г.Новороссийск, Россия

Аннотация

Нестационарные эффекты, вихри, интерференция струй и прочее являются основными источниками шума летательных аппаратов (ЛА). Для проведения работ по защите шума требуется очень большое количество работ на открытом испытательном стенде или в специальных акустических камерах. Однако процесс натурного эксперимента очень дорогостоящий, поэтому решать задачу о снижении шума необходимо еще на этапе проектирования. Прогресс в области вычислительной техники, совместно с последними достижениями в численных методах, позволяет решить задачу о моделировании нестационарного взаимодействия распространения акустических волн на достаточно высоком уровне. В настоящей работе представлен метод комплексного аэрогазодинамического моделирования траекторного цикла ЛА с двигателем прямой реакции. Метод позволяет последовательно решить аэродинамическую и акустическую задачи.

Ключевые слова: метод комплексного моделирования, формулы Фарассата.

The method of complex aero-acoustic simulation of aircraft

Boychuk I.P.[1], Grinek A.V.[2], Dantsevich I.M.[3],Novikov A.Y.[4]*
[1] Assistant professor, Admiral Ushakov State Navy University, Novorossiysk, Russia
[2] Assistant professor, Admiral Ushakov State Navy University, Novorossiysk, Russia
[3]Assistant professor, Admiral Ushakov State Navy University, Novorossiysk, Russia
[4]Student, Admiral Ushakov State Navy University, Novorossiysk, Russia

Abstract

Non-stationary effects, vortices, jet interference, etc. are the main sources of aircraft noise. A significant amount of work on an open test bench or in special acoustic chambers is required to protect against noise. At the design stage, it is important to obtain a solution to the problem of noise reduction, since the field experiment is very expensive. The existing computational capabilities of numerical methods make it possible to effectively model the nonstationary interaction of the propagation of acoustic waves. This paper presents the method of complex aerogasdynamic modeling of an UAV trajectory cycle with a direct reaction engine. The method allows us to consistently solve aerodynamic and acoustic problems.

Key words: *complex modeling method, Farassat formulas.*

[*]*Автор корреспондент: igor_boichuk@mail.ru(Бойчук И.П.)*

Введение

В вычислительной аэроакустике большинство методов основаны на акустических аналогиях. Обычно предсказания шума проводится в два этапа. Первый этап состоит в решении аэродинамической задачи, второй – акустической. При этом нужно учесть, что основная особенность такого подхода – высокая вычислительная нагрузка при расчете аэродинамических источников шума.

Как правило, при численном моделировании используется приближение дальнего звукового поля. Т.е. отдельно рассчитываются характеристики течения в области, примыкающей к исследуемому объекту (гидродинамическая задача), а по найденному нестационарному полю скоростей и давлений определяют акустические пульсации давления в удаленных точках с использованием теории Лайтхилла – Фокса Вильямса – Хоукингса (акустическая задача) [1].

В данной работе представлен метод комплексного аэрогазодинамического моделирования траекторного цикла летательного аппарата (ЛА) с двигателем прямой реакции. Нестационарные эжекционные эффекты, тороидальные вихри, интерференция струй, эффект экрана вблизи поверхности земли и прочее представляют собой доминирующие факторы рабочего процесса ЛА с двигателем. В связи с этим для обеспечения адекватности метода получения проектных параметров ЛА подобного класса, а также проведения работ по защите от шума, необходимы комплексно-сопряженные модели внешнего и внутреннего обтекания, учитывающие пространственно-временную неоднородность физических полей в области пространства, вовлеченной в процесс движения. Данное условие предполагает полную замкнутость моделей, включающих в себя обратную связь между актуальным состоянием течения, условиями на границах расчетной области, определяемыми динамикой полета и процессами перемещения твердых границ.

1. Решение аэродинамической задачи

Комплексный характер моделей ЛА обусловливается единством факторов аэрогазодинамического процесса и динамики полета. Аэрогазодинамический процесс подразумевает наличие взаимодействующей системы факторов обтекания внешних и внутренних поверхностей ЛА, т.е. «аэродинамической» и «газодинамической» составляющих. Траекторное поведение ЛА отображается решением краевой аэрогазодинамической задачи в связанной с ЛА системе отсчета, положение которой в окружающем пространстве в каждый момент времени определяется системой сил и моментов динамики полета с учетом предыстории. Метод использует унифицированный физико–математический аппарат, базирующийся на однородных представлениях метода особенностей вида источников–стоков (ИС). Структурная схема метода изображена на рис. 1.

Математическое описание модели ЛА основывается на консервативной форме записи системы уравнений пространственного течения в декартовых координатах, состоящей из уравнений законов сохранения массы, импульса (в проекциях на оси координат) и энергии – целом, и по отдельным видам.

Дополнительные составляющая рабочего процесса, обусловленные горением в двигателе, а также наличием механических частей, требуют введения соответствующих подмоделей различной степени сложности [2].

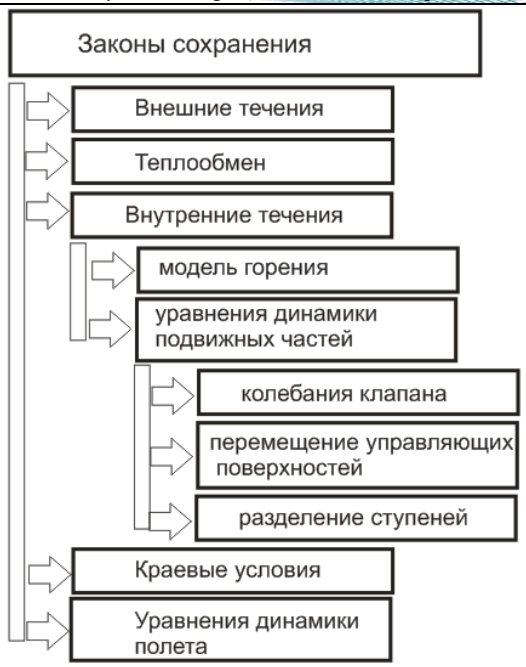


Рис. 1. Структурная схема метода комплексного аэродинамического моделирования свободнолетающей системы «планер-двигатель»

Для решения системы уравнений, описывающей аэрогазодинамические течения, применяется конечно-разностная модифицированная для граничных ячеек расчетной подобласти схема С.К. Годунова на регулярной временной сетке. По этой схеме интенсивности обменных процессов между ячейками находятся из решения задачи о распаде разрыва. На непроницаемых сетках (твердотельных и поверхностных) используется решение задачи о взаимодействии однородного потока газа с преградой. Обе задачи отвечают условиям сплошности среды. На границе расчетной области и в местах стыковки с другими модулями конвективные потоки находятся из изоэнтропного решения для римановой волны разряжения-сжатия.

2. Определение акустических колебаний

После нахождения решения аэродинамической задачи начинаем подсчет пульсаций акустического давления в некоторых точках. Для этого накапливаем нестационарные поля давления и скорости на контрольной поверхности $\partial\Omega$. Давления определяется по формуле

$$p(\vec{x}) = \frac{1}{4\pi}\frac{\partial}{\partial t}\int_{\partial\Omega}\left[\frac{\rho_0 v_n c + \left(\vec{L},\vec{e}_r\right)}{cr\left(1-M_r\right)}\right]_{ret} dS + \frac{1}{4\pi}\int_{\partial\Omega}\left[\frac{\left(\vec{L},\vec{e}_r\right)}{r^2\left(1-M_r\right)}\right]_{ret} dS, \ldots\ldots(1)$$

Здесь $\vec{L} = p\vec{n} + \rho_0\left(v_n - u_n\right)\vec{v}$, $\vec{r} = \vec{x} - \vec{y}$, $\vec{e}_r = \vec{r}/r$, $M_r = \left(\vec{u},\vec{e}_r\right)/c$, $\vec{y}$ - радиус-вектор точки поверхности (точки интегрирования), $\vec{u}$ - вектор скорости, с которой перемещается точка поверхности. Индекс ret означает, что соответствующее выражение вычисляется в момент излучения. По найденному распределению давления и скоростей на контрольной поверхности $\partial\Omega$ (границе области Ω) определяем акустические колебания в некоторых расчетных точках по формулам Фарассата [3]. Эти формулы являются приближенными решениями внешней задачи для линейных уравнений акустики.

Заключение

Комплексные газотермодинамические модели внешнего и внутреннего обтекания ЛА отображают свойственную физическому оригиналу взаимосвязь доминирующих факторов. Предложенный метод численного аэроакустического моделирования полного траекторного цикла крылатых ЛА, в основу которого положена обобщенная пространственная нестационарная аэрогазодинамическая модель системы «планер-двигатель», реализован в виде пакета программ для проведения опережающих численных исследований.

Список литературы

1. Jia S. H., Yang B., Zhao X. L., Xu J. Z. // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2013. **52.** 022047.

2. Бойчук И.П. Комплексное аэродинамическое моделирование транспортных систем с двигателями прямой реакции: монография / И. П. Бойчук. — Белгород: Изд-во БГТУ, 2016. — 230 с.

3. *Farassat F.//* NASA/TM-2007-214853.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург
NOISE&VIBRATION 2019

УДК 628.517.4:621.85.05
OECD 02.03.IU

К вопросу об оценке виброизолирующей эффективности комбинированной упруго-полужесткой муфты привода машины

Бохан В.В.[1], Граков С.А.[2], Зубарев А.В.[3]
[1]Научный сотрудник, ФГУП «ФНПЦ «Прогресс», г. Омск, Россия
[2]Научный сотрудник, ФГУП «ФНПЦ «Прогресс», г. Омск, Россия
[3]Генеральный директор, ФГУП «ФНПЦ «Прогресс», г. Омск, Россия

Аннотация

Рассмотрена работа комбинированной упруго-полужесткой муфты привода машины или механизма как виброизолятора. Выполнен анализ литературных источников, исследовательских работ, справочной литературы. Получены определяющие соотношения для коэффициентов «истинной» виброизоляции по шести степеням свободы. Комплекс коэффициентов виброизоляции предоставляет возможность проведения однозначной оценки эффективности системы виброизоляции, а также определить степень влияния конструкторско-технологических решений и характеристик её отдельных элементов на стадии проекта. Предложен способ оценки виброизолирующей эффективности комбинированной упруго-полужесткой муфты привода машины (механизма). Новый подход учитывает нелинейность упругих элементов муфты-виброизолятора, исходные граничные условия (монтажные смещения соединяемых валов), условия внешней среды и параметров динамического возмущения. Оценка виброизолирующей эффективности муфты позволяет добиться наименьшего уровня вибрации и шума, обусловленных работой привода машины.

Ключевые слова: упругая муфта, привод машины, виброизоляция, виброизолирующая эффективность

The estimation of the anti-vibration efficiency of the combined elastic-semi-rigid coupling of the machine drive

Bokhan V.V.[1], Grakov S.A.[2], Zubarev A.V.[3]
[1]Researcher, FSUE «FRPE «Progress», Omsk, Russia
[2]Researcher, FSUE «FRPE «Progress», Omsk, Russia
[3]General Director, FSUE «FRPE «Progress», Omsk, Russia

Abstract

The work of the combined elastic-semi-rigid coupling of the drive of the machine or mechanism as a vibration isolator is considered. The analysis of literary sources, research works, reference literature is carried out. The defining relations for the coefficients of true vibration isolation by 6 degrees of freedom are obtained. The complex of vibration isolation coefficients provides an opportunity to conduct an unambiguous assessment of the effectiveness of the vibration isolation system, as well as to determine the degree of influence of design and technological solutions and the characteristics of its individual elements at the project stage. A method for assessing the vibration-insulating efficiency of the combined elastic-semi-rigid coupling of the machine (mechanism) drive is proposed. The new approach takes into account the nonlinearity of the elastic elements of the coupling-vibration isolator, the initial boundary conditions (mounting displacements of the connected shafts), the external environment conditions and the dynamic perturbation parameters. Evaluation of vibration-insulating efficiency of the coupling allows to achieve the lowest level of vibration and noise caused by the operation of the machine drive.

Keywords: *flexible coupling, machine drive, vibration isolation, the anti-vibration efficiency*

Введение

Виброизоляция оборудования с помощью виброизолирующих муфт в приводах машин применяется во многих отраслях промышленности: в транспортном и энергетическом машиностроении, в судостроении. Так решается проблема защиты от повышенного уровня шума и вибрации.

Основным источником шума в приводах различных машин является двигатель: дизельный в большей степени, электрический и газотурбинный в меньшей степени. На стадии проектирования производятся мероприятия по снижению распространения шума и вибрации от источника. Двигатель устанавливается на амортизаторы с эластомерными упругими элементами для снижения распространения структурного шума (виброизоляция опорных связей).

Для защиты приводных механизмов от динамических воздействий и снижения структурного шума используют виброизоляторы специальной конструкции – упругие муфты [1]. Основная задача муфт в приводе машины (механизма) – передача крутящего момента и вращения. Упругие муфты также несут предохранительную функцию, способны компенсировать некоторые смещения осей соединяемых валов и их температурные расширения, тем самым снижая напряжения в элементах трансмиссии и продлевая общий ресурс приводных механизмов.

В общем, совокупность средств снижения шума и вибрации (амортизаторы, упругие муфты, гибкие вставки в трубопроводы и т.д.) сводится к созданию единой комплексной системы виброизоляции, в которой упругие муфты являются важной и неотъемлемой частью.

Муфты для трансмиссионных систем по компенсирующей способности делятся на жесткие, полужесткие и упругие. Под компенсирующей способностью будем понимать качественную (не количественную) характеристику, отражающую степень допустимости относительного смещения соединяемых валов. Жесткие муфты не компенсируют смещение соединяемых валов. Полужесткие муфты могут компенсировать осевые, угловые (карданные, не по оси вращения) и радиальные смещения соединяемых валов (см. рис. 1). В зависимости от конструктивного исполнения могут компенсироваться отдельные виды смещений либо все одновременно. Упругие муфты могут компенсировать относительный поворот валов при действии крутящего момента. Условное обозначение упругих и полужестких муфт приведено на рис. 2а, 2б.

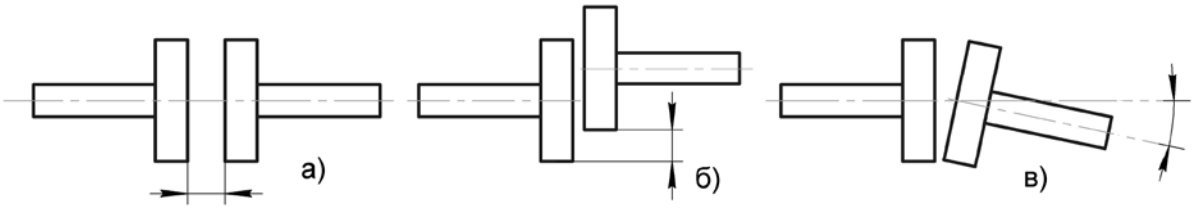


Рис. 1. Схема смещения валов: а) осевое, б) радиальное, в) угловое

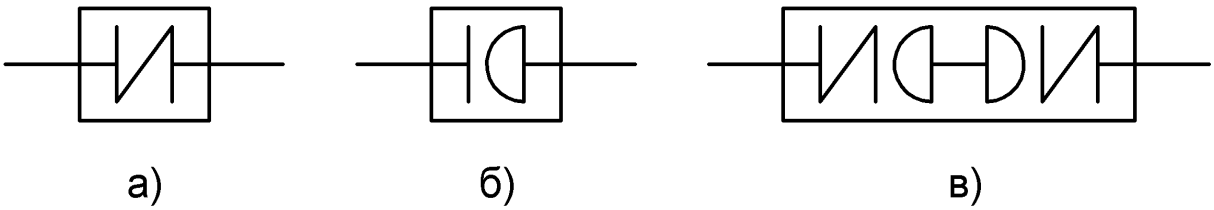


Рис. 2. Условное обозначение на схемах приводной техники: а) упругая муфта, б) полужесткая муфта, в) комбинированная упруго-полужесткая муфта

Наиболее распространенные типы муфт с упругим элементом из полимерного материала описаны в [2]. Эластомерный элемент может быть выполнен как из резины, так и из полиуретана.

Широкое распространение в высоконагруженных трансмиссиях получили комбинированные компенсирующие муфты, объединяющие характерные конструктивные особенности упругих и полужестких муфт. Данное техническое решение позволяет расширить диапазон допускаемых относительных смещений соединяемых валов при сохранении высокого значения передаваемого крутящего момента. Условное обозначение комбинированной муфты приведено на рис. 2в.

В литературе широко освещен расчет виброизолирующей эффективности опорных связей. Вопросы виброизоляции рассматривались в работах [3, 4]. О неопорных связях пишут [5, 6], но ограничиваются гибкими вставками в трубопроводы. Данная тема тесно переплетается с рассмотрением крутильных колебаний валопроводов, содержащих упругие муфты [7, 8]. Вопросы расчета виброизолирующей эффективности упругих муфт мало освещены. В справочнике [1] упругая муфта рассматривается как виброизолятор, однако учитывается только угловая (вращательная) степень свободы. Проблема определения виброизолирующей эффективности комбинированных упруго-полужестких муфт по шести степеням свободы с использованием энергетических критериев мало изучена.

В настоящей работе рассмотрены комбинированные упруго-полужесткие муфты (см. рис. 3), представляющие собой последовательно скомпонованные упругие муфты с полимерными эластичными элементами и полужесткие муфты с гибкими металлическими мембранами.

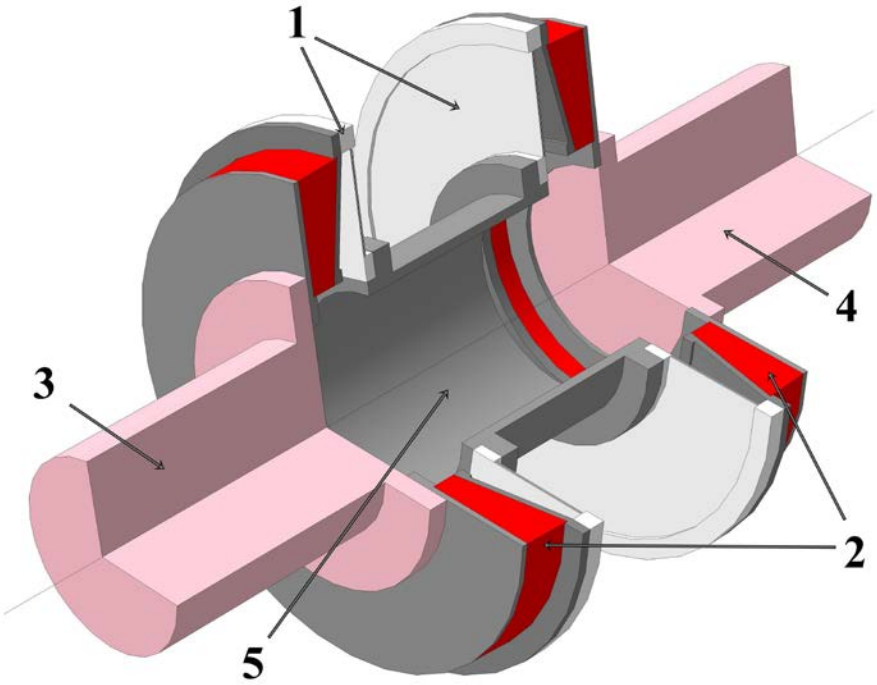


Рис. 3. Схема комбинированной упруго-полужесткой муфты привода машины:
1 – гибкие мембраны, 2 –полимерные эластичные элементы, 3 – входной (ведущий) вал, 4 – выходной (ведомый) вал, 5 – вал-проставка

В [1] эластичные муфты рассмотрены как виброизоляторы крутильных колебаний, то есть учитывается только одна угловая степень свободы. Область эффективности упругой муфты как виброизолятора крутильных колебаний

$$\omega > \sqrt{2}\omega_0,$$

где ω – циклическая частота динамического воздействия, ω_0 – циклическая частота свободных угловых колебаний системы.

В ряде практических приложений, например в судовом валопроводе, характеристики муфты подбираются таким образом, чтобы частота свободных угловых колебаний (резонансная частота) системы оказалась выше номинальной частоты вращения $\omega_{ном}$ выходного вала (с определенным запасом) или $\omega < 0.95\omega_0$. Делается для того, чтобы исключить (по возможности) необходимость назначать запретные зоны частот вращения [9]. Получается, что упругая муфта должна функционировать в диапазоне частот вращения, где как виброизолятор она неэффективна.

Из неоднозначности назначенного режима функционирования муфты-виброизолятора рассматриваемого типа в условиях пространственного распределения колебательной энергии следует проблема оценки её виброизолирующей эффективности. Решение указанной задачи позволит однозначно оценивать эффективность систем виброизоляции, содержащих упруго-полужесткие муфты, и находить ключевую роль различных конструкторских и технологических решений в работе эффективной системы.

Оценка эффективности упруго-полужесткой муфты-виброизолятора

Традиционно в качестве критерия эффективности системы виброизоляции используется перепад (отношение) вибраций виброактивного механизма и опорной конструкции, называемой фундаментом. Это объясняется практичностью данного критерия: перепад вибраций несложно измерить на объекте. Однако в работе [10] была показана относительность указанного критерия при оценке виброизолирующих свойств амортизирующих креплений.

Широкое распространение получил подход определения «истинной» виброизоляции (см., например, [11, 5]). Показателем эффективности виброизоляции здесь является соотношение:

$$ВИ = 10\lg\left(\frac{\mathrm{v}_{\mathrm{rigid}}^2}{\mathrm{v}_{\mathrm{v}}^2}\right), \qquad (1)$$

где $\mathrm{v}_{\mathrm{rigid}}$, v_{v} – виброскорости изолируемой конструкции (фундамент) при жестком креплении к ней источника вибрации и креплении через виброизоляторы соответственно.

С оглядкой на практические аспекты данный подход имеет ряд ограничений. Его применение затрудняет анализ влияния конструкторско-технологических решений и характеристик отдельных элементов системы виброизоляции и, соответственно, однозначную оценку её эффективности [6].

В монографии [6] предлагается энергетический метод определения эффективности виброизолирующих креплений механизмов и установок. Здесь авторы оперируют понятием колебательной энергии, которая распространяется по конструкции от источника в виде вибрации и структурного шума. При этом в [6] не рассматривают муфты как виброизоляторы неопорных связей.

Рассмотрим (совместные) колебания виброактивного механизма, муфты-виброизолятора и ближайшей опоры. Изгибными и крутильными колебаниями за опорой в настоящей работе пренебрегаем. Соответствующий фрагмент кинематической схемы показан на рис. 4. Элементы схемы – механизм, муфта-виброизолятор, фундамент – рассматриваются как механические многополюсники, то есть отдельные линейные

механические системы с конечным числом точечных контактов (жестких площадок). Колебательная энергия от виброактивного механизма поступает на вход в муфту в т. А (см. рис. 4) и распространяется по конструкции муфты и другим элементам привода.

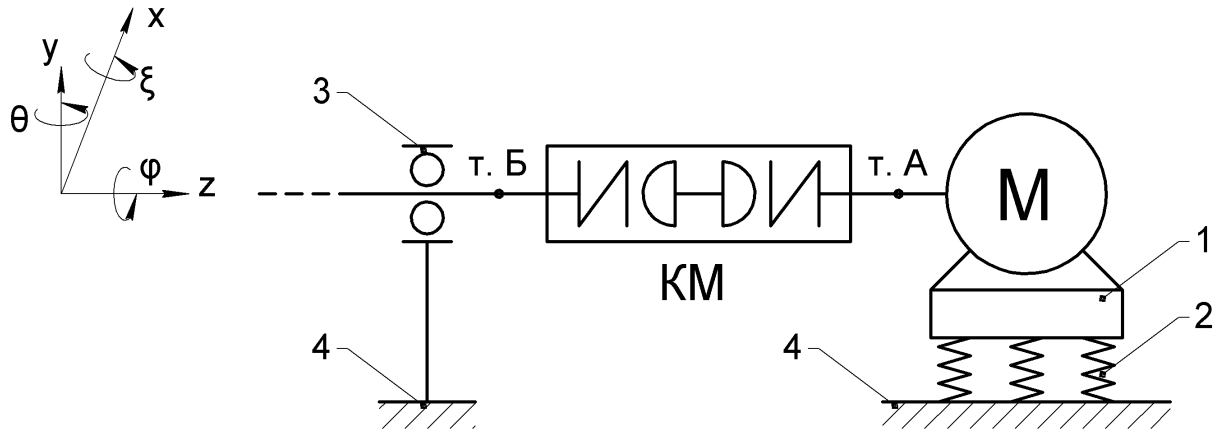


Рис. 4. Фрагмент кинематической схемы привода с комбинированной упруго-полужесткой муфтой: М – машина (двигатель), КМ – комбинированная муфта, 1 – опорная рама машины, 2 – опорные виброизоляторы, 3 – опора вала привода, 4 – фундамент

Схема на рис. 4 поясняет граничные условия. На выходном фланце муфты (полумуфта ведомого вала, т. Б) запрещены все линейные перемещения и повороты относительно осей координат, перпендикулярных оси вращения, поворот вокруг оси вала не ограничен. На входном фланце муфты (полумуфта ведущего вала, т. А) линейные перемещения и повороты не ограничены. Здесь же (на рис. 4) приведена система координат рассматриваемых колебаний.

Эффективность виброизоляции по энергии в выделенном направлении j определяется из соотношения [5]:

$$ВИ_j = 10 \cdot \lg \frac{1}{\mathrm{K}_j^2}, \qquad (2)$$

$$j = x, y, z, \xi, \theta, \varphi .$$

Здесь K_j – коэффициент виброизоляции, равный отношению вибрационной скорости фундамента или динамической силы, действующей на фундамент, при наличии и отсутствии муфты-виброизолятора.

Коэффициент виброизоляции виброизолирующей муфты может быть выражен в терминах эффективных механических сопротивлений (импедансов) [6]:

$$\mathrm{K}_j = \frac{Z_j^{ПЕР}\left(Z_j^{M} + Z_j^{Ф}\right)}{\left(Z_j^{ВЫХ} + Z_j^{Ф}\right)\left(Z_j^{M} + Z_j^{ВХ}\right) - \left(Z_j^{ПЕР}\right)^2}, \qquad (3)$$

где $Z_j^{ВХ}$, $Z_j^{ВЫХ}$, $Z_j^{ПЕР}$ – входное, выходное и передаточное эффективные механические сопротивления муфты-виброизолятора по координате j, Н·с/м; $Z_j^{Ф}$ – входное эффективное механическое сопротивление фундамента, то есть конструкции, к которой присоединена муфта-виброизолятор (часть привода за муфтой), Н·с/м; Z_j^{M} – входное эффективное механическое сопротивление виброактивного механизма или машины, Н·с/м.

Эффективные механические сопротивления виброизолирующей муфты могут быть вычислены либо определены экспериментально. Они определяются следующими соотношениями:

$$Z_j^{ВХ} = \left.\frac{F_j^{ВХ}}{\dot{q}_j^{ВХ}}\right|_{\dot{q}_j^{ВЫХ}=0},\ Z_j^{ВЫХ} = \left.\frac{F_j^{ВЫХ}}{\dot{q}_j^{ВЫХ}}\right|_{\dot{q}_j^{ВХ}=0},\ Z_j^{ПЕР} = \left.\frac{F_j^{ВЫХ}}{\dot{q}_j^{ВХ}}\right|_{\dot{q}_j^{ВЫХ}=0}, \quad (4)$$

Здесь $F_j^{ВХ}$, $F_j^{ВЫХ}$ – эффективная динамическая сила в j-м направлении на входе виброизолятора (со стороны механизма) и на выходе виброизолятора (со стороны фундамента), Н; $\dot{q}_j^{ВХ}$, $\dot{q}_j^{ВЫХ}$ – вибрационная скорость в j-м направлении на входе виброизолятора (со стороны механизма) и на выходе виброизолятора (со стороны фундамента), м/с. Под вибрационной скоростью надо понимать среднеквадратичную по площади контакта (по периметру сечения) вибрационную скорость (для каждого направления). Механические сопротивления являются частотно-зависимыми комплексными функциями.

Входные эффективные механические сопротивления фундамента $Z_j^{Ф}$ и машины Z_j^{M} определяются по (4), только динамические силы и вибрационные скорости относятся соответственно к фундаменту и машине.

Экспериментально эффективные механические сопротивления виброизолирующей муфты могут быть определены с помощью специального стенда, который обеспечивает достаточный уровень возбуждаемых вибраций и граничные условия по (4). Для измерения аналоговых сигналов применяется многоканальный анализатор спектра, реализующий алгоритмы быстрого преобразования Фурье, взаимно-спектральной и статистической обработки сигналов. Комплекс средств измерений включает датчики динамической силы и датчики ускорения.

Расчет виброизолирующей эффективности упруго-полужесткой муфты может быть выполнен с помощью матричных методов (теория четырехполюсников), ортогональных полиномов Гегенбауэра [10] или метода электромеханических аналогий.

Эффективные механические сопротивления виброизолирующей муфты, в случае аналитического определения, в конечном итоге выражаются через коэффициенты жесткости, инерции и демпфирования элементов муфты. Коэффициенты жесткости рассматриваемого типа муфт (см. рис. 3) при радиальном, осевом и угловом относительном смещении соединяемых валов определяются преимущественно конструктивными параметрами гибких мембран. Коэффициент жесткости при относительном повороте полумуфт относительно оси вращения (крутильная или торсионная жесткость) определяется в основном конструктивными параметрами полимерных эластичных элементов (см. рис. 3).

Важнейшими механическими характеристиками упругих муфт являются статическая упругая и диссипативная характеристики муфты. Как правило, статическая упругая характеристика муфты описывается нелинейной кривой, поэтому коэффициент жесткости изменяется по мере изменения нагрузки. Так, например, из-за начальных (монтажных) смещений валов муфта имеет другие значения коэффициентов жесткости по сравнению с ситуацией, когда соединяемые валы соосны. В подобных случаях коэффициент жесткости C_j следует определять исходя из выражения

$$C_j = \left.\frac{dQ_j}{dq_j}\right|_{q_j=q_0}, \quad (5)$$

где Q_j – нелинейная упругая характеристика муфты (восстанавливающая сила, нагрузочная характеристика) по координате q_j в j-м направлении; q_0 – положение равновесия, зависит от нагрузок (среднего передаваемого крутящего момента, монтажных смещений валов).

В муфтах с упругими элементами, изготовленными из резины (или другого эластомера), статические характеристики не следует использовать при проведении динамических расчетов, например для определения собственных частот колебательной системы, содержащей муфту. В этих случаях следует пользоваться характеристиками, полученными при динамическом (например, циклическом) нагружении [1]. При оценке виброизолирующей эффективности эластомерных конструкций следует учитывать частоту, температуру и амплитуду колебаний [12]:

$$C_j^{dyn} = k\left(E(\omega, T, \varepsilon), Q_j(q_j), q_0\right) \cdot C_j, \tag{6}$$

здесь C_j^{dyn} – динамическая жесткость муфты в j-м направлении; k – коэффициент, учитывающий влияние на динамическую жесткость муфты модуля упругости материала упругих элементов $E(\omega, T, \varepsilon)$, нелинейной упругой характеристики $Q_j(q_j)$ и положение равновесия q_0.

В результате расчета виброизолирующей эффективности упруго-полужесткой муфты по формулам (2)-(6) получаем вектор соответствующих показателей

$$\{ВИ\} = \left\{ВИ_x \quad ВИ_y \quad ВИ_z \quad ВИ_\xi \quad ВИ_\theta \quad ВИ_\varphi\right\}^T. \tag{7}$$

Вектор виброизолирующей эффективности может быть использован для анализа привода машины с позиций распространения структурного шума и вибраций самостоятельно. Возможно также сформулировать обобщенный показатель виброизолирующей эффективности, определяемый наименьшим значением компонентов вектора (7):

$$\overline{\overline{ВИ}} = \min\left(ВИ_j\right),\ j = x, y, z, \xi, \theta, \varphi.$$

Предлагаемый подход адекватен эквивалентной расчетной схеме совместных колебаний в приводе машины и не исключает необходимости тщательного сопоставительного анализа данных экспериментальных исследований.

Заключение

Приведены определяющие соотношения для каждой пространственной составляющей «истинной» виброизоляции. Полученный комплекс коэффициентов виброизоляции дает возможность проведения однозначной оценки эффективности системы виброизоляции, а также позволяет определить степень влияния конструкторско-технологических решений и характеристик её отдельных элементов на стадии проекта. Предложен способ определения виброизолирующей эффективности муфт для приводов машин или механизмов, в том числе комбинированной упруго-полужесткой муфты. Новый подход учитывает нелинейность упругих элементов муфты-виброизолятора, исходные граничные условия (монтажные смещения соединяемых валов), условия внешней среды и параметров динамического возмущения. Оценка виброизолирующей эффективности муфты обеспечивает информационную поддержку принятия проектного решения, ведущего к снижению уровней вибрации и шума от привода машины.

Список литературы

1. Вибрации в технике : Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. – 1981. – 456 с.

2. Граков С.А. Упругие муфты для снижения динамических нагрузок в приводах машин // Динамика систем механизмов и машин: материалы XII международной IEEE научно-технической конференции (Омск, 13-15 ноября 2018 г.). – Омск: Изд-во ОмГТУ. – 2018. – Т. 6. – № 1. – С. 40-44.

3. Клюкин И.И. Борьба с шумом и вибрацией на судах. Л.: Судостроение, 1971. – 416 с.

4. Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1958. – 628 с.

5. Справочник по судовой акустике. Под общ. ред. Клюкин И.И., Боголепова И.И. Л.: Судостроение, 1978. – 421 с.

6. Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций: монография. СПб: Сударыня, 2009. – 490 с.

7. Маслов Г.С. Расчёты колебаний валов : Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1968. – 272 с.

8. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок : в 4 т. – Л.: Судостроение, 1969. – 4 т.

9. Российский морской регистр судоходства : Правила классификации и постройки морских судов. – Ч. VII. Механические установки. НД № 2-020101-095. СПб. 2017. – 70 с.

10. Клюкин И.И. О критериях виброизоляции и соотношениях между ними // Акустический журнал, 1975. – Т. 21. – Вып. 5. – С. 747-750.

11. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Логос, 2015. – 432 с.

12. Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний. Пер. с англ. М.: Мир, 1988. – 448 с.

УДК 534.26
OECD 01.03.AA

Инженерный метод геометрической акустики для оценки дифракций высокого порядка в застройке

Буторина М. В.[1*], Куклин Д. А.[2], Шабарова А. В.[3]
[1]Доцент, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Магистрант, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Расчет шума в окружающей среде является предметом исследований на протяжении многих лет. Современные стандарты шума основаны на простых алгоритмах метода «огибающей кривой звукового луча», который реализован в ISO 9613-2, наиболее распространенном стандарте, используемом в России и Европе. Метод «огибания» можно использовать без специальной программы. Однако он может генерировать нефизические эффекты в ожидаемых звуковых полях. Стандарт Nord2000 использует усовершенствованные процедуры дифракции на основе волн, но он ограничен двумя событиями дифракции и так же вызывает некоторую неопределенность в прогнозировании. Геометрические акустические методы проще в реализации и не требуют больших компьютерных ресурсов.

В этой статье предлагается метод расчета, основанный на стандартном методе «огибания», улучшенный за счет реализации механизма передачи энергии от источника шума к источникам второго и более высоких порядков. Также представлено сравнение результатов расчета с другими методами и результатами измерений, которые демонстрируют хорошую сходимость предложенного метода с реальными уровнями шума.

Ключевые слова: шум, геометрическая акустика, дифракция, застройка, метод огибания.

Engineering geometrical acoustic method for higher-order diffraction of sound in building

Butorina M. V.[1], Kuklin D. A.[2], Shabarova A. V.[3]*
[1] Assistant Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia
[2] Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia
[3] Student, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Calculation of environmental noise is the subject of researches for many years. Current noise standards rely on simple algorithms of "detour" method that is implemented in ISO 9613-2, the most spread standard used in Russia and Europe. Detour methods can be calculated without a special program. However, they can produce unphysical effects in predicted sound fields. The Nord2000 standard uses more refined wave-based diffraction procedures, but it is limited to two diffraction events and also cause some uncertainties in prediction. Geometrical acoustic techniques are easier to implement and do not require huge computer resources.

Here we demonstrate an improvement of a standard "detour" method due to implementation of an energy transmission mechanism from the noise source to a secondary and higher order sources. We also present comparison of results with other calculation methods and results of measurements that demonstrate a good

[*]*Автор корреспондент: bmv@ivas.su (Буторина М.В.)*

agreement of the proposed method to the reality.

Key words: *noise, geometrical acoustic, diffraction, building, detour method.*

Введение (обзор существующих методов)

На сегодняшний день воздействие шума является одной из наиболее серьезных проблем, поскольку шум влияет на здоровье человека. Результаты картирования шума в Европе, проведенного в соответствии с «Директивой о шуме в окружающей среде» [1], показывают, что 33% населения Европы страдают от повышенного уровня шума. Около 56 миллионов человек подвержены влиянию автодорожного шума, 9 миллионов страдают от железнодорожного шума и около 1 миллиона человек подвержены промышленному шуму. Аналогичные показатели были получены для России, где треть населения подвергается воздействию уровней шума, превышающих нормативные [2].

С 2002 года «Директива о шуме в окружающей среде» призывает к мониторингу шума и созданию планов действий в Европе. Мониторинг шумовой ситуации осуществляется с использованием шумового картирования. Шумовые карты также служат основой для разработки планов действий по снижению шума.

Для создания шумовых карт в настоящее время применяются очень упрощенные модели распространения звука, такие как [3,4]. В России используется еще более упрощенный метод, предоставленный [5] и основанный на ISO 9631-2.

Методы расчета реализованы в различных программных продуктах, таких как SoundPLAN, CadnA и Predictor в Европе или «Эколог-Шум», ExNoise и «АРМ Акустика» в России. Однако применяемые методы оценки должны быть улучшены, чтобы избежать неопределенности в анализе акустической ситуации. Опыт оценки шума показывает, что более точные методы моделирования могут снизить затраты на шумозащиту уже на этапе планирования.

Модели распространения звука можно разделить на волновые теоретические подходы и методы геометрической акустики. Первая группа рассматривает звук как волны; вторая группа предполагает, что звук распространяется как частицы энергии. Из-за своей сложности методы теоретического волнового моделирования могут применяться только для низких частот и небольших объемов. Геометрические акустические методы предусматривают распространение звука по прямым лучам от источников шума до расчетных точек. Методы геометрической акустики применимы для больших объемов и даже для целых городов [6].

Геометрические методы акустики рассматривают только зеркальные отражения, поэтому волновые эффекты, такие как рассеяние звука на неровных поверхностях или дифракция вокруг углов, не могут быть смоделированы с их помощью. Распространение шума изучено достаточно хорошо. Однако разработка общей дифракционной модели все еще вызывает значительные затруднения, так, не решена проблема дифракций более высокого порядка и их комбинаций с отражениями. При этом в застройке пути распространения звука, вызванные дифракцией более высоких порядков, являются доминирующими. Другая проблема заключается в определении наиболее подходящих путей распространения звука. Потому что не очевидно, какой именно путь распространения звука вносит больший вклад в звуковое поле. Эта проблема связана с упрощенным подходом, применяемым в методах моделирования геометрической акустики.

В данной работе описана дифракция за зданиями, которые достаточно высоки по сравнению с высотой источника шума и расчетной точки. Поскольку для очень маленьких объектов (по сравнению с исследуемой длиной волны), звуковое поле почти не зависит от наличия препятствия, то есть звуковая волна огибается вокруг препятствий так, что зона тени за препятствиями почти исчезает, они в расчет не принимаются [7].

В настоящее время существуют многочисленные теории дифракции. Первую группу составляют волновые теоретические методы. В эту входят все теории дифракции, которые полностью соответствуют волновой теории без каких-либо аппроксимаций. Вторая группа аппроксимирует волновое поле с учетом допущений Кирхгофа [8]. Большинство подходов этой группы не принимают во внимание реальную форму ребра. Существуют и другие подходы, использующие допущения Кирхгофа для расчета звука, отраженного от шероховатой поверхности [9]. Третья группа аппроксимирует теорию дифракции еще больше, и учитывает только огибающие пути распространения звука вокруг препятствия [10].

Качественное объяснение теории дифракции представлено принципом Гюйгенса. Основная его идея в том, что любая волна может быть создана путем наложения бесконечного числа вторичных источников. Эти вторичные источники должны быть расположены на фронте волны и излучать звук в сферу. Суперпозиция волновых фронтов этих вторичных источников создаст такую же форму волны, что и исходная волна. Для плоской волны боковые компоненты этих вторичных источников компенсируют друг друга, тогда как распространяющаяся часть исходной волны состоит из этих вторичных источников. При введении препятствия, ортогонального плоской волне, оно экранирует нижние вторичные источники, таким образом, что только оставшиеся верхние вторичные источники формируют фронт волны за экраном. Энергия от верхних вторичных источников распространяется в теневую зону, в то время как эффект экранирования вторичных нижних источников вызывает уменьшение энергии в неэкранированной зоне [8].

Волновые дифракционные модели, в основном описаны, в частотной области, поскольку все волновые явления зависят от частоты. Самое распространенное решение во временной области дает теория Биот-Толстого-Медвина. Основная идея метода заключается в том, что уровень звукового давления представляет собой сумму прямого звука, зеркальных отражений и звукового поля, дифрагированного вокруг бесконечного ребра. Потенциал смещения определяется для геометрии ребра с учетом угла дифракции. Этот потенциал смещения задается суперпозицией мод в цилиндрических координатах, таким образом, что выполняются граничные условия как жестких поверхностей ребра, так и положения источника. Медвин расширил решение Биот-Толстого для конечных ребер, предполагая, что звукового давления снижается наполовину при достижении меньшего пути огибания. Кроме того, звуковое давление приравнивается к нулю для расстояний, превышающих максимальную величину пути огибания [11].

Вторая группа дифракционных моделей аппроксимирует теоретические отклонения волн, применяя допущения Кирхгофа. Эти модели учитывают, как прямой звук, так и дифрагированное звуковое поле. Из-за принятых допущений эти модели не могут использоваться для высоких частот. Кроме того, классическое допущение Кирхгофа справедливо только для малых углов дифракции. Чтобы применить допущения Кирхгофа, необходимо использовать упрощения экранирующей поверхности. Эта поверхность определяется как бесконечная стена, которая разбита на сплошные участки и отверстия. Типичное допущение Кирхгофа состоит в том, что звуковое давление на задней стороне сплошной стенки равно нулю, а звуковое поле, распространяющееся через отверстия, не изменяется. В обоих допущениях предполагается, что отверстие является достаточно большим по отношению к длине волны, так что эффекты дифракции действуют только внутри объема, то есть на задней стороне отверстия. Когда рассматриваются малые углы дифракции, для дальнего поля используется также интеграл Френеля-Кирхгофа [10].

Стивенсон и его коллеги развили идею дифракции, основанной на неопределенности, при которой частицы отклоняются через «виртуальные стены», которые простираются от дифракционных краев. Этот метод известен как дифракция звуковых частиц [12]. Он может быть представлен следующим образом: пушка выпускает точечные частицы в различных направлениях, заданных направленностью источника.

Затем частица перемещается в окружающей среде в соответствии с геометрическими законами. При встрече со стеной частица может отражаться (зеркально или диффузно) или проходить через нее. Угол дифракции определяется расчетом пути огибания дифракционных кромок, который потом используется для получения эффективной ширины отверстия «b», которое потом подставляется в простую формулу, полученную из теории дифракции Фраунгофера [13,14]:

$$\theta = \frac{\tan(2\sqrt{2}bR)}{2\sqrt{2}bR}, \quad (1)$$

где «R» - это равномерное случайное отклонение, для определения соответствующего угла прохождения частицы.

К сожалению, оценка дифракции на основании метода неопределенности вызывает рекурсивное разделение части, а, следовательно, экспоненциальный рост времени вычислений. В [15, 16] представлена реализация метода звуковых частиц (SPD) в сочетании с дифракцией, основанной на неопределенности. Это дает более точные результаты и может быть внедрено в программное обеспечение.

Метод SPD доказал свою полезность в ситуациях с точечным источником и небольшими препятствиями. В качестве примера в работе [17] была рассмотрена сложная ситуация, которая создает проблемы для методов огибания. Рассмотрены два идеально отражающих параллелепипеда, смещенных горизонтально относительно друг друга (Рис. 1а). Параллелепипеды достаточно длинные и высокие, так что дифракция звука на дальних ребрах не вносит значимого вклада в звуковое поле. Кроме того, отражение звука идет только от самих параллелепипедов. Результаты расчета при помощи двух методов представлены на рис. 1: результаты расчета по методу SPD – на рисунке (а), результаты расчета с использованием ISO – на рисунке (б).

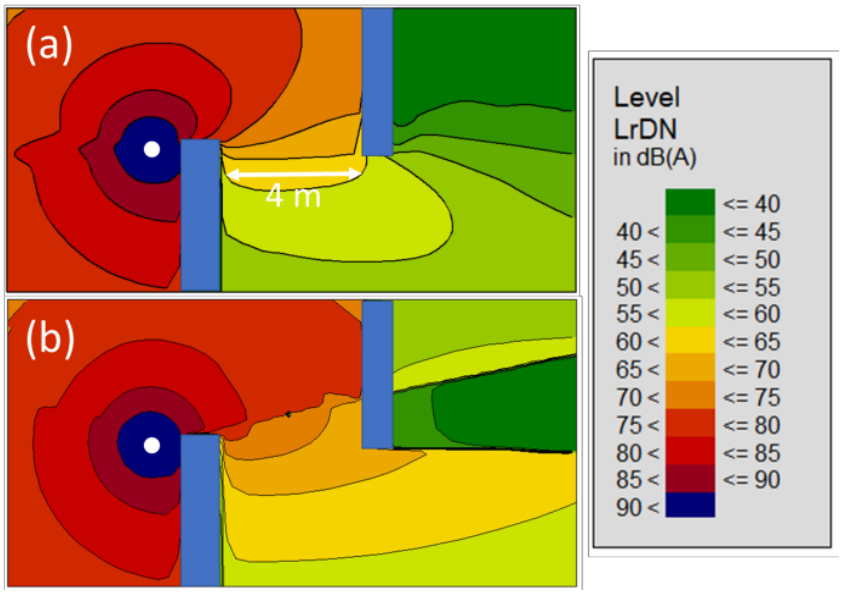


Рис. 1. Карта шума, показывающая расчет дифракции через проем между двумя смещенными блоками: (а) – по методу SPD, (б) – по ISO 9613-2. Источник шума обозначен белой точкой, мощность звука 100 дБ на 500 Гц

Метод стандарта ISO оценивает путь распространения звука от источника до расчетной точки, которые проходит через несколько ребер. Этот путь всегда имеет либо исключительно правый поворот, либо исключительно левый поворот. Это означает, что данный метод не применим для зигзагообразного расположения препятствий, как показано на рис. 1. В результате мы видим темно-зеленую область на рис. 1 (б), куда поступает некоторое количество звуковой энергии. Поле ограничено резкими разрывами,

отмечающими точки перехода между расчетными величинами дифракции. Метод SPD обеспечивает более плавное звуковое поле, потому что частицы могут распространяться зигзагообразно и проходить более короткий путь через проем. Изгибы изолинии, которые наблюдаются в правом верхнем углу рис. 1(а), обусловлены статистической неопределенностью, поскольку в эти области попадает относительно мало частиц. Увеличение времени расчета позволяет сгладить изолинии [17].

Метод Nord2000 можно использовать для расчета распространения звука от линейного источника. Линейный источник делится на несколько точечных источников с шагом менее 5 градусов. Вклад точечных источников оценивается с учетом типа и рельефа поверхности в зоне Френеля, которая формируется вокруг отраженного луча (Рис. 2). Зона Френеля формируется на пересечении эллипсоида Френеля с поверхностью земли. Эффект экранирования оценивается при помощи волновой теории дифракции в сочетании с геометрической теорией, отражение от препятствий оценивается путем добавления мнимого источника с использованием подхода зоны Френеля. Метод может использоваться только для дифракции второго порядка (на двух ребрах) и углов дифракции больших, чем π [4].

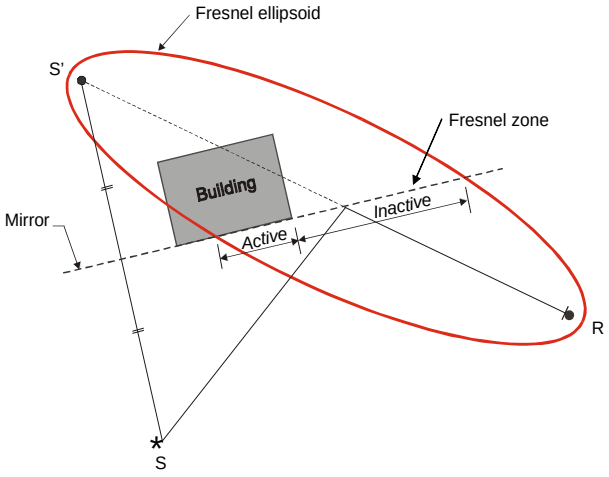


Рис. 2. Геометрическая модель для метода Nord2000

Самое грубое приближение волновой теории заключается в том, чтобы учитывать только самый короткий путь, по которому звук проходит от источника шума к приемнику, огибая препятствие. Эти модели чаще всего используются для оценки эффективности тонких акустических экранов. Наиболее распространенной моделью является метод Маекавы [10]. Он был основан на эмпирических измерениях, но позже математически доказан Курце [18]. Результатом экспериментов Маекавы является график с нелинейными осями, но обычно используется простое математическое выражение:

$$\Delta L = 10\log 10(20N), \qquad (2)$$

где $N = \frac{2d}{\lambda}$, d – путь, по которому проходит звук, огибая препятствие, и λ длина волны.

Метод Маекавы может быть расширен для случая толстого экрана. При этом к результату расчета добавляется эффект толщины барьера, описываемый экспериментальной диаграммой, как показано на рис. 3.

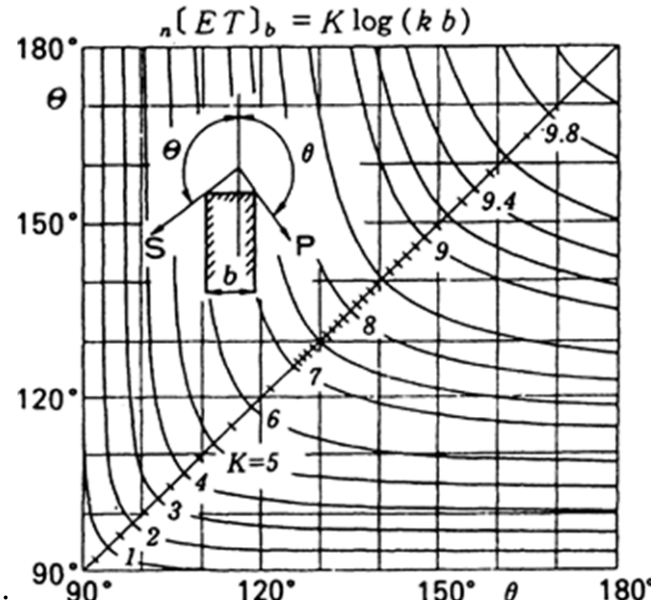


Рис. 3. Диаграмма для оценки эффекта толщины барьера по методу Маекавы [19]

Методы геометрической акустики доминируют на рынке программного обеспечения, предназначенного для контроля шума, поскольку они обеспечивают баланс между приемлемой точностью и требованиями к вычислительным ресурсам. Метод огибания Маекавы положен в основу ISO 9631-2. В этом стандарте значение или затухание звука при наличии более одного ребра ограничиваются вручную величиной в 25 дБ. Диаграмма, представленная на рис. 3, все еще используется в России для описания дифракции на двух ребрах в случае стандартного здания, расположенного вдоль источника шума [5].

Таким образом, методы оценки дифракции должны быть существенно улучшены в расчетных методиках, поскольку они могут значительно переоценивать уровни звука в зоне глубокой тени, и, кроме того, они могут недооценивать уровни в неглубокой тени. При их применении могут возникать нефизические эффекты, которых не бывает в реальности. Отклонения от более точных методов могут превышать 10 дБ [17, 20].

Как видно из анализа существующих расчетных методов, используемых для оценки дифракции, они не могут быть применены непосредственно для случая линейного источника, такого как транспортный поток, а также для нескольких ребер дифракции. В этой работе метод огибания Маекавы используется в качестве основы для дальнейшего усовершенствования и создания инженерного метода геометрической акустики, предназначенного для оценки дифракции в застройке, когда источником шума выступает линейный источник. Для уточнения метода огибания используются новейшие разработки и соображения, представленные в [19, 21].

1. Метод оценки дифракции в застройке

В основу теории положена статистическая геометрическая теория акустики, разработанная З. Маекавой и Н.И. Ивановым. В разработанной теории здания рассматриваются как вторичные излучатели шума, которые преобразуют звуковое поле источника шума на пути его распространения до расчетной точки. В ходе преобразования учитываются следующие основные параметры:

1. Параметры звукового поля источника шума;

2. Наличие поглощающих поверхностей на пути распространения шума;

3. Геометрические размеры зданий и свойства звукопоглощения их фасадов;

4. Различные варианты расположения зданий в пространстве по отношению друг к другу и к источнику шума;

5. Отражение шума от элементов рассматриваемых зданий.

Расчеты выполняются в соответствии с правилом согласно которому (Рис. 4):

$$W_{ист} \rightarrow I_1 \rightarrow W_1 \rightarrow I_2 \rightarrow W_2 \rightarrow ... \rightarrow I_n \rightarrow W_n \rightarrow l_{PT}, \quad (3)$$

где $W_{ист}$ – акустическая мощность источника;

I_1 – интенсивность звука на первой поверхности с первым импедансом;

W_1 – акустическая мощность звука, излучаемого этой поверхностью;

I_2 и W_2 – то же для второй поверхности с новым импедансом;

In и W_n – то же для n-й поверхности;

$I_{РТ}$ – интенсивность звука в расчетной точке (РТ).

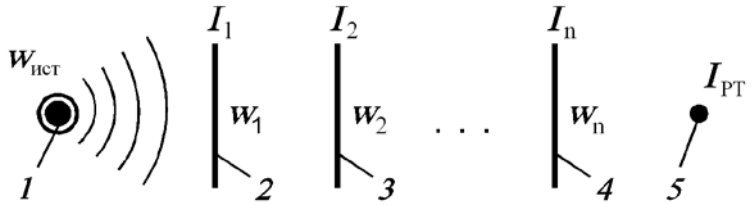


Рис. 4. Иллюстрация к правилу расчетов: 1 – источник звука; 2, 3, 4,..., n – переходные поверхности; 5 – расчетная точка

Исходной величиной для расчетов является акустическая мощность источника (Wист), конечной величиной является интенсивность звука в расчетной точке (IPT).

При помощи вышеуказанного подхода было произведено математическое моделирование для основных случаев распространения звука в жилой застройке.

Наиболее распространенный случай - дифракция за протяженным зданием, которое представлено ниже. Схема расчета для оценки дифракции звука за зданием представлена на рис. 5.

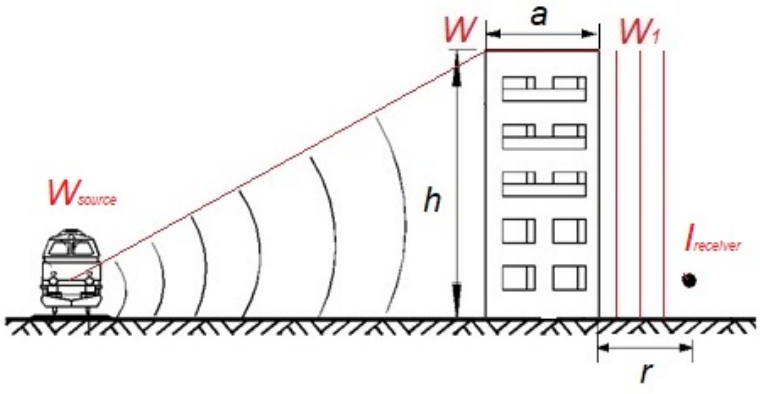


Рис. 5. Схема (не в масштабе) для расчета дифракции звука за зданием

Энергия, излучаемая источником шума, таким как транспортный поток, распределяется вдоль фасада здания, обращенного к источнику шума. Уровень шума на здании, распространяемый от источника шума, оценивается с использованием положений ISO 9613-2. Некоторая часть звуковой энергии поглощается поверхностью фасада здания благодаря его коэффициенту звукопоглощения.

В данном случае вторичным излучателем выступает линейный излучатель конечной длины, равной длине здания l (м), с шириной, которую примем условно равной 1 м. Акустическая мощность излучателя определится как:

$$W = I_{экв} \times (1 - \alpha_{зд}) \times l \times 1, \text{ Вт} \quad (4)$$

где $I_{экв}$ – интенсивность звука транспортного потока, Вт/м2;

$\alpha_{зд}$ – коэффициент звукопоглощения фасада здания;

l – длина здания, м.

Полагая, что звук в верхней части здания излучается линейным источником длиной l на расстояние, равное ширине здания a, для которого выполняется условие $a \le l/\pi$, тогда интенсивность звука на стороне здания, противоположной источникам звука, определится как:

$$I_1 = \frac{W_1}{2\pi la} arctg \frac{l}{2a}, \text{ Вт/м2} \quad (5)$$

Акустическая мощность плоского излучателя, расположенного со стороны расчетной точки, с длиной l и высотой h составит:

$$W_1 = I_1 \times l \times h, \text{ Вт} \quad (6)$$

Интенсивность звука в расчетной точке, расположенной на расстоянии R от здания, которое не превышает $R \le 0{,}4\sqrt{S}$ определится по формуле:

$$I_{PT} = \frac{W_1}{\pi lh} arctg \frac{lh}{2R\sqrt{4R^2 + l^2 + h^2}}, \text{ Вт/м2} \quad (7)$$

Подставив значения (4), (5), (6) в (7), и сделав необходимые сокращения и преобразования, получим:

$$I_{PT} = \frac{I_{экв}(1 - \alpha_{зд})}{2\pi^2 a} arctg \frac{l}{2a} arctg \frac{lh}{2R\sqrt{4R^2 + l^2 + h^2}}, \text{ Вт/м2} \quad (8)$$

Разделим обе части на стандартный звуковой порог и прологарифмируем полученное выражение, в результате чего получим окончательный уровень звука для расчетной схемы на рис. 5:

$$L_{PT} = L_{экв} + 10\lg(1 - \alpha_{зд}) - 10\lg a + 10\lg arctg \frac{lh}{2R\sqrt{4R^2 + l^2 + h^2}} - 13, \text{ дБА} \quad (9)$$

Предложенный подход может быть распространен на случаи множественной дифракции с использованием правила, представленного на рис. 4. Кроме того, этот метод в сочетании с оценкой отражения может использоваться для оценки снижения шума за проемом между зданиями и для различных нестандартных ситуаций дифракции.

2. Результаты и дискуссия: сравнение с другими методами и результатами измерений

Чтобы оценить результаты, полученные с помощью предложенного метода, были измерены уровни шума для ситуации, представленной на рис. 6. Вдоль дороги расположено здание длиной 200 м и шириной 12 м. Уровни шума измерялись перед зданием и за ним.

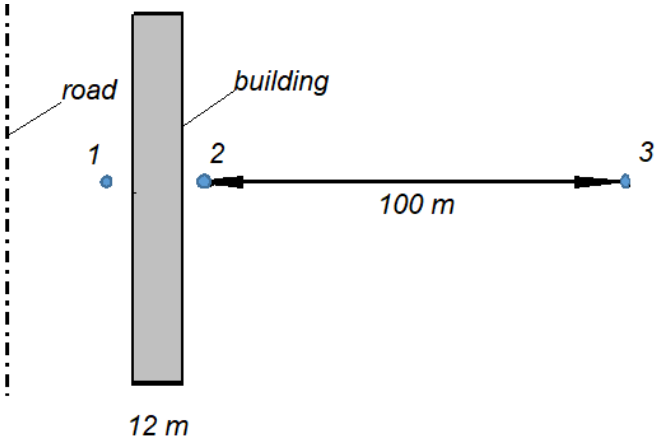


Рис. 6. - Схема (не в масштабе) для измерения уровней шума: расчетные точки 1-3 расположены перед зданием, прямо за зданием и на расстоянии 100 м за зданием

Результаты измерений снижения уровней шума в сравнении с расчетными уровнями представлены на рис. 7.

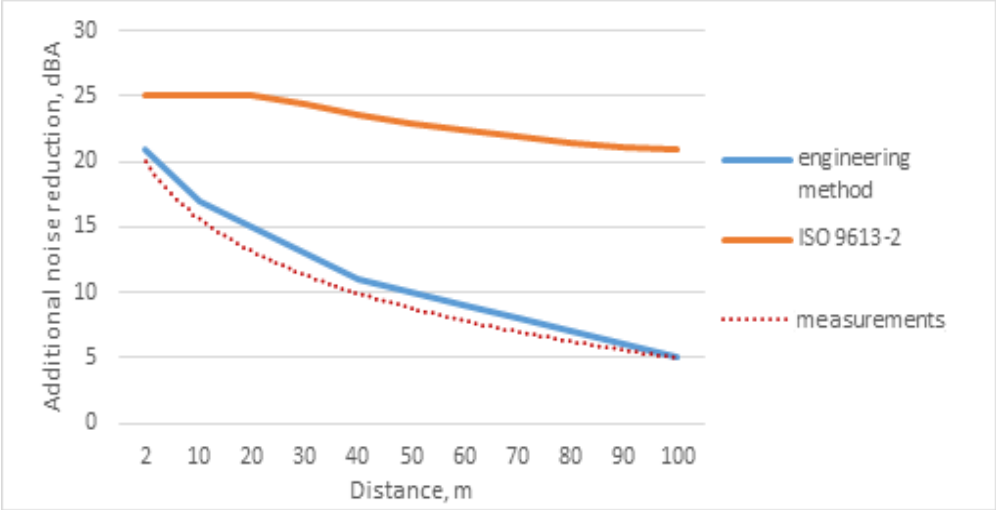


Рис. 7. Сравнение результатов, полученных с помощью предлагаемого способа, с использованием ISO 9613-2 и результатов измерений

Анализ результатов сравнения показывает, что предлагаемый метод дает лучшие результаты, чем стандартная процедура, применяемая в ISO 9613-2. Как было отмечено выше, метод ISO 9613-2 может недооценивать уровни в зоне тени и переоценивать дополнительное снижение шума за препятствием. Существует также нефизическое «выравнивание» в начале расчетной кривой (Рис. 7).

Уточненные процедуры, такие как предлагаемый инженерный метод, позволяют избежать нефизических эффектов и переоценки уровней шума в зоне звуковой тени, а также дают точную оценку снижения шума в результате его дифракции за зданием.

Заключение

1. Показано, что существующие методы, используемые для оценки дифракции, не могут применяться непосредственно для случая линейного источника, такого как транспортный поток, и для случаев наличия нескольких ребер дифракции.

2. Для оценки дифракции в застройке был разработан инженерный метод геометрической акустики, основанный на уточненном методе, оценивающем путь огибания звуком препятствия, предложенном Маекавой.

3. Показано, что предложенная процедура оценки дифракции может представлять собой значительное улучшение по сравнению с существующими стандартными методами, позволяющими справляться со случаями, которые могут быть представлять определенную трудность при оценке другими методами.

4. Результаты расчета по разработанному методу показывают хорошую сходимость с результатами измерений.

Список литературы

1. DIRECTIVE 2002/49/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise, 2002.

2. Ivanov, N.I., Tyurina, N.V., Shashurin, A.E. “Investigation of acoustical barriers for transport noise control”, Proceedings of 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2015.

3. Attenuation of sound during propagation outdoors - part 2: general method of calculation. (ISO 9613-2:1996). Vienna, Austria: Austrian Standards Institute; 2008; Edition: 2008-07-01.

4. Proposal for Nordtest method: Nord2000 - prediction of outdoor sound propagation. Hørsholm, Denmark: Delta; 2014; AV 1106/07.

5. СП 276.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков, Москва, 2016. – С. 13-18.

6. Pohl, A., “Simulation of diffraction based on the uncertainty relation”, Ph.D. thesis, HafenCity University, Hamburg, 2014.

7. Heinrich Kuttruff. Acoustics: An Introduction. Taylor & Franscis, 2007.

8. Keunhwa Lee and Woojae Seong, “Time-domain Kirchhoff model for acoustic scattering from an impedance polygon facet”, JASA Express Letters, 6 2009.

9. Allan D. Pierce, “Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications”, Acoustical Society of America, 1989.

10. Maekawa, Z., “Noise reduction by screens” Applied Acoustics, 1968. vol. 1, P. 157-173.

11. Herman Medwin, “Shadowing by finite noise barriers”, The Journal of the Acoustical Society of America, 69, 1981. – P. 1060–1064.

12. Stephenson, U. M. “An energetic approach for the simulation of diffraction within ray tracing based on the uncertainty relation”, Acta Acustica united with Acustica, 96, 2010 – 2010. – P. 516–535,

13. Weigand S, Pohl A, Stephenson U. “Sound particle diffraction: influence of angle and slit width discretisation as well as choice of diffraction coordinate system”, Proceedings of DAGA 2015; 16-19 March 2015, Nuremberg, Germany; 2015 – P. 963-966.

14. Alexander Pohl and Uwe M. Stephenson. “Efficient simulation of sound propagation including multiple diffractions in urban geometries by convex sub-division”. Proceedings of Internoise, Lisbon, Portugal, 2010.

15. Schaal, J., Judd, T., “A 3D sound particle model with uncertainty-based diffraction for general geometries”, 24th International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2017.

16. Judd, T. E., Zollitsch, D., Weigand, S., Stephenson, U. M. and Schaal, J., “Uncertainty-based diffraction using sound particle methods in noise control software”, Proceedings of Inter-Noise 2016, Hamburg, 2016. – P. 1050–1058,

17. J. Schaal, T. Judd., “Dealing with Anomalous Diffraction Behaviour in Noise Standards Using Sound Particle Diffraction”. Proc DAGA 2017.

18. Ulrich J. Kurze, “Noise reduction by barriers”, The Journal of the Acoustical Society of America, 55(3), 1974. – P.504–518,

19. Z. Maekawa, J. H. Rindel and P. Lord, Environmental and Architectural Acoustics. Second edition / Spon Press, 2011. – 371 p.

20. Schuster R, Ehrenfried K, Henning A, Wagner C. “Validation of a geometric diffraction model with respect to level-time history prediction”, Proc DAGA 2016; 14-17 March 2016; Aachen, Germany 2016.

21. Butorina, M., Minina, N., “Noise control measures applied at the construction of new road infrastructure in Sochi”, Proceedings of 16th International Congress on Sound and Vibration 2009, ICSV 2009.

УДК 534.231
OECD 01.03.AA

Использование bim для оценки шума в окружающей среде и на рабочих местах

М.В. Буторина[1*], Л.Ф. Дроздова[2], Д.А. Куклин[3]
[1]Доцент, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия.

Аннотация

Карты шума - наилучший способ представления информации об акустическом загрязнении. Для разработки мероприятий шумозащиты авторы используют современный программный пакет SoundPLAN, основанный на современной нормативной документации и результатах научных исследований. Программа позволяет импортировать результаты вычислений в любые программы, что позволяет внедрить информацию об уровнях шума в информационную модель сооружений (BIM). При разработке информационной модели выполняется обмен данными между SoundPLAN и программами серии Autodesk. В статье представлен инновационный подход к снижению шума при помощи внедрения данных о шуме в общую информационную модель линейного объекта или промышленного здания. BIM помогает отслеживать "коллизии" между сверхнормативным уровнем шума и защищаемыми объектами, закладывает основу для эффективного размещения рабочих мест и разработки мероприятий шумозащиты.

Ключевые слова: шум, карты шума, BIM, информационная модель сооружений, компьютерное моделирование.

Using bim to assess environmental and workplace noise

Butorina M. V.[1], Drozdova L.F. Kuklin D. A.[3]*
[1] Assistant Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia
[2] Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia
[3] Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Noise maps are the best way to present information about acoustic pollution. To develop noise protection measures, the authors use the modern software SoundPLAN, based on modern regulatory documentation and the results of scientific research. The program allows you to import the results of calculations into any program, which allows you to embed information about noise levels in the Building Information Model (BIM). During the development of the information model, data is exchanged between SoundPLAN and Autodesk series programs. The article presents an innovative approach to noise reduction through the introduction of noise data into the general information model of a linear object or an industrial building. BIM helps to track "collisions" between the excessive noise level and the protected objects, lays the foundation for the effective placement of jobs and the development of noise protection measures.

Key words: *noise, noise maps, BIM, Building Information Model, computer simulation.*

[*]*Автор корреспондент: bmv@ivas.su (Буторина М. В.)*

Введение

Шум является основным источником загрязнения в городах. Результаты картирования шума в Европе показывают, что 33% населения Европы страдают от повышенной акустической нагрузки. Около 56 миллионов человек находится под влиянием повышенного уровня шума автодорог, 9 миллионов страдают от шума железных дорог и около 1 миллиона человек подвержены промышленному шуму. Промышленный шум является причиной профессиональных заболеваний, которые влияют на работников на рабочем месте в процессе производства. Около 7% работников страдают от проблем со слухом, связанных с выполняемой ими работой [1].

Поэтому при проектировании инфраструктурных проектов, таких как автомобильные или железные дороги, а также при проектировании промышленных зданий, необходимо в первую очередь оценивать шум и снижать его до установленных нормами пределов.

Оценка влияния шума выполняется с использованием современных методов расчета. На основании результатов расчета разрабатываются мероприятия по защите от шума. Наиболее эффективным способом разработки мер защиты от шума является использование специализированного программного обеспечения [2].
При оценке воздействия шума на окружающую среду и разработке карт шума специалисты используют современные программные комплексы, основанные на современных методах, установленных в соответствии с [3] в Европе и в соответствии с [4] в России. Все эти методы реализованы в программе расчета шума SoundPLAN, которую мы используем в процессе проектирования.

Повышение эффективности проектирования шума осуществляется за счет внедрения технологии построения информационной модели зданий (BIM). BIM создает, обрабатывает и использует цифровую информацию об объекте, которая может быть автоматически согласована, проанализирована и отрегулирована внутри самой модели. BIM содержит геометрические и пространственные данные, географическую информацию, количество и характеристики строительных элементов, сметы расходов, ресурсы и т.д. Совместная работа команды проекта над BIM позволяет выявить потенциальные проблемы до того, как они возникнут в процессе строительства [5].
В процессе внедрения данных шума в BIM мы используем обмен данными между геоинформационной системой (ГИС), программами SoundPLAN, AutoCAD 3D или Revit и Autodesk Navisworks.

1. Алгоритм разработки информационной модели с учетом шумового загрязнения

Алгоритм ввода данных о шумовом загрязнении в BIM выполняется состоит из следующих шагов:

1. Импорт макетов и информации о высотах и линиях высот из геоинформационных систем или Civil 3D в SoundPLAN.

2. Создание цифровой модели в программном обеспечении SoundPlan (Рис. 1). Используя информацию о высотах, SoundPLAN рассчитывает цифровую модель местности.

3. Ввод параметров источников шума и зданий в SoundPLAN.

Для линейного объекта инфраструктуры, такого как дорога или железная дорога, необходимая информация включает данные об интенсивности, скорости и составе движения, типе дорожного покрытия или рельсов, мостах, путепроводах, уклонах и других параметрах, учитываемых в соответствии с методом расчета. Для защищаемых зданий необходимо указать их форму, высоту, назначение и адрес (при необходимости).

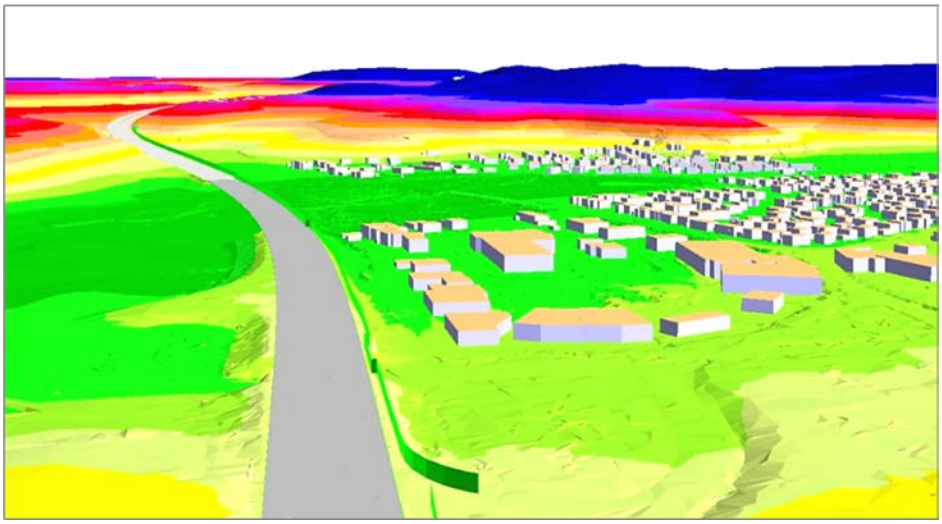


Рис. 1. 3D визуализация рельефа и зданий в SoundPLAN

Тот же подход используется для внедрения информации о шуме в BIM любого производственного предприятия. Для промышленного здания также следует указать планировку помещений на каждом этаже здания, размещение источников шума и уровней их звуковой мощности, толщину и материал или звукоизоляцию ограждений, размещение рабочих мест, звукопоглощающие поверхности и т.д. Эти данные используются для расчета шумовых карт внутри здания. На рис. 2 представлена модель промышленного здания с расчетными уровнями шума.

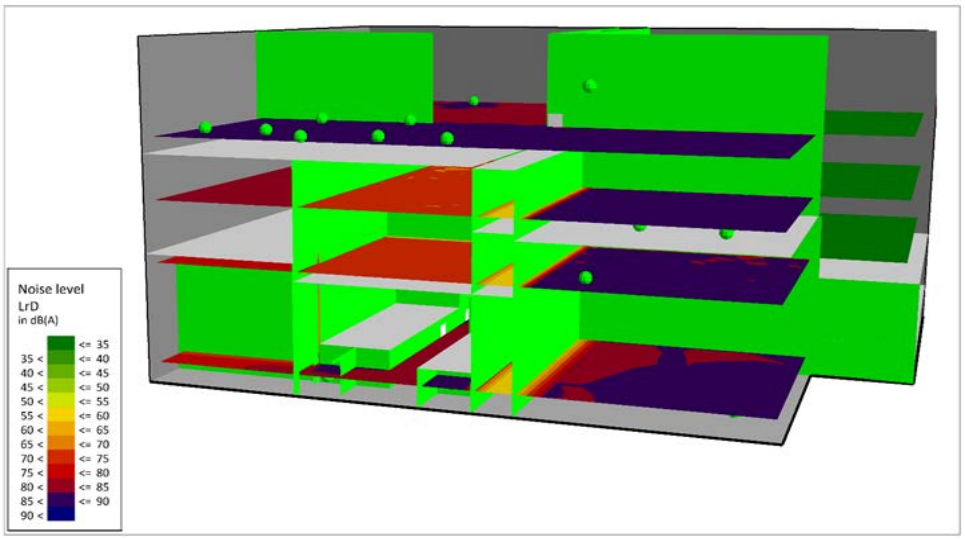


Рис. 2. 3D модель промышленного здания с картой шума

4. Расчет уровней шума и построение карт шума

Для внедрения результатов расчета уровней шума в BIM необходимо разработать карту шума. Для расчета распространения шума вся площадь делится по сетке с определенным шагом, т.е. 5 м, 10 м, но не более 30 м. Точки с одинаковыми уровнями звука соединяются изолиниями, в результате чего получаются линии равных уровней звука. Наиболее удобный шаг для представления уровней звука - 5 дБА, что соответствует санитарным нормам шума.

На рис. 3 представлена карта шума для территории вблизи железной дороги. Здания различного назначения выделены разными цветами.

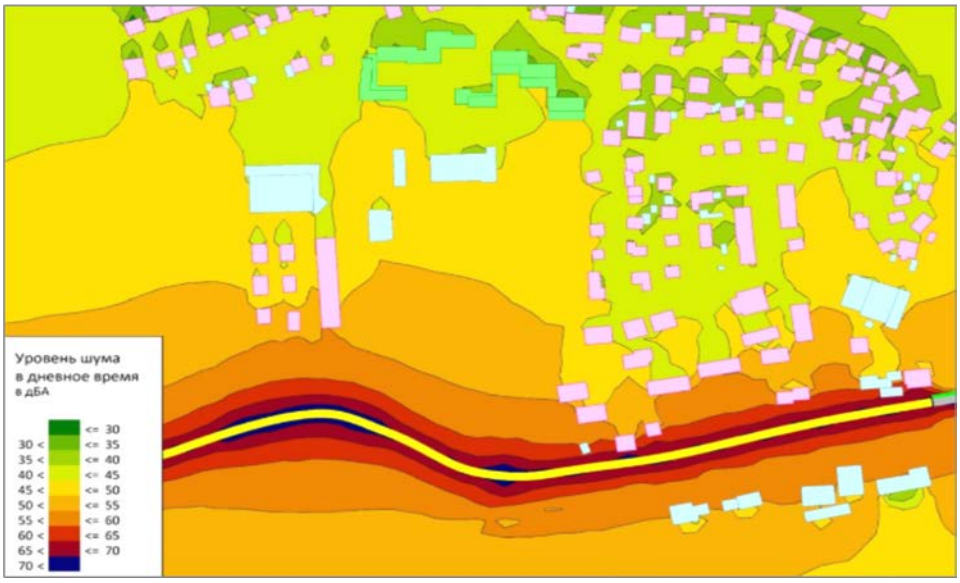


Рис. 3. Карта шума территории вблизи железной дороги

5. Экспорт изолиний с равными уровнями шума из SoundPLAN в Civil 3D. Для обеспечения обмена данными между различными программами используется общий формат данных dxf.

6. Создание поверхностей одинакового уровня шума в Civil 3D на разных высотах. Поверхности с одинаковым уровнем шума на каждом этаже представлены на рис. 4.

7. Создание 3D моделей зданий с использованием Civil 3D, Revit и Nawisworks. Отличием Civil 3D является то, что эта программа позволяет создавать разные слои с окнами различного назначения.

8. Экспорт поверхностей с одинаковым уровнем шума и моделей зданий из Civil 3D в Navisworks (Рис. 4). Экспортируемые поверхности уровней шума и модели зданий с различными помещениями (или окнами) используются для отслеживания «коллизий», то есть пересечения поверхности с уровнем шума 55 дБА (нормативный уровень шума) с жилыми помещениями. Поскольку поверхность с уровнем шума 55 дБА пересекает ряд жилых помещений, необходимо разработать мероприятия по защите от шума.

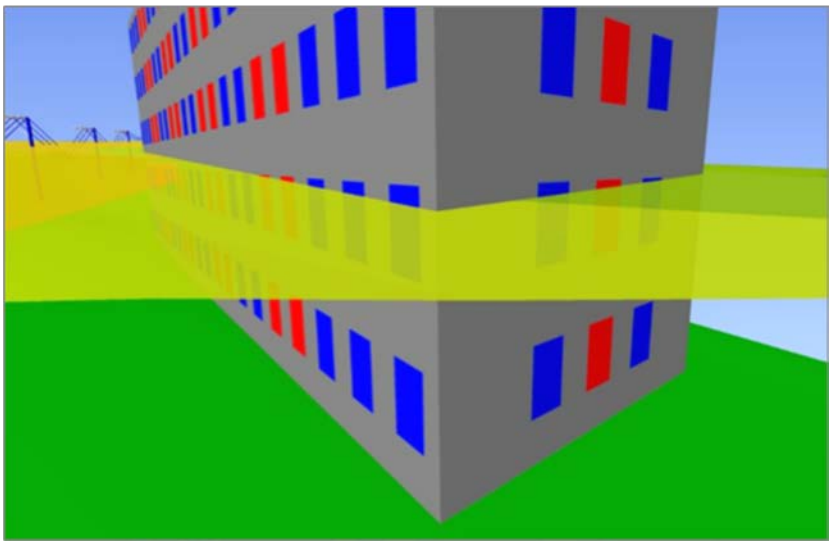


Рис. 4. Импортированная поверхность с нормативным уровнем шума и модель здания [6]

2. Анализ результатов разработки информационной модели и мероприятия шумозащиты

2.1. Анализ BIM для линейного объекта

Наиболее часто используемые мероприятия по снижению дорожного шума - это установка шумозащитных экранов и использование шумозащитного остекления. Для случая, представленного на рис. 4, было предложено использование экрана. Уровни шума после установки экрана были рассчитаны с использованием SoundPLAN (Рис. 5).

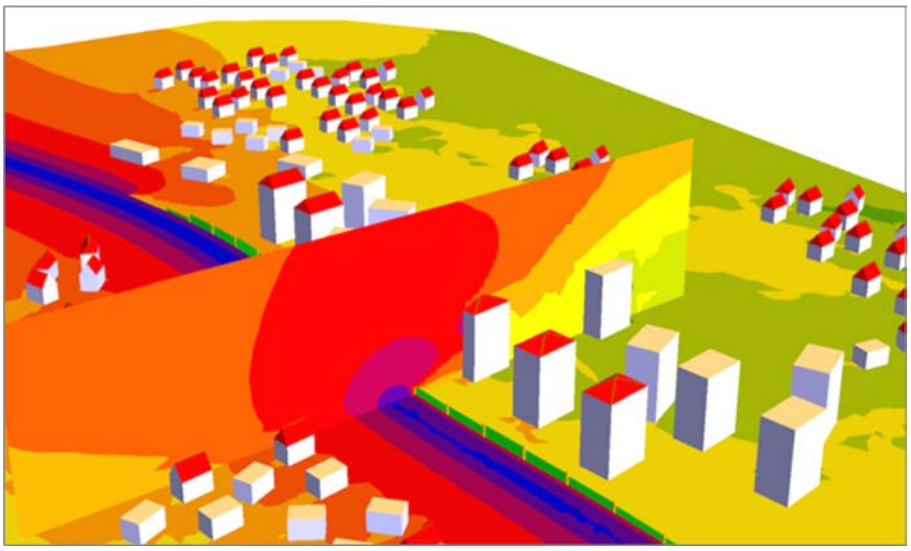


Рис. 5. Карта шума после установки экрана

Рассчитанные уровни шума после установки экрана были импортированы в программу Navisworks, и снова были отслежены «коллизии». Было установлено, что превышение уровней шума наблюдается на высотах более 10 м, поэтому было рекомендовано дополнительное использование шумозащитного остекления.

2.2. Анализ BIM для промышленного здания

Аналогичная процедура создания информационной модели с данными о шуме используется и для производственных помещений в целях снижения уровня шума на рабочих местах. На рис. 6 а) представлена карта шума для производственного цеха. Было получено, что на большинстве рабочих мест уровни шума превышены на 10-15 дБА.

Для снижения уровня шума внутри цеха было предложено применение звукопоглощения с помощью штучных поглотителей, установленных на потолке, и шумопоглощающих штор. Результаты расчетов уровней шума со звукопоглощением (Рис. 6 б) показали, что уровни шума были снижены на 2-14 дБА на рабочих местах № 5, 6 и 7. Для рабочих мест № 1 и 4 постоянные рабочие места должны быть перемещены в зоны с пониженным уровнем шума. Работники № 2 и 3 должны дополнительно использовать средства индивидуальной защиты, такие как наушники.

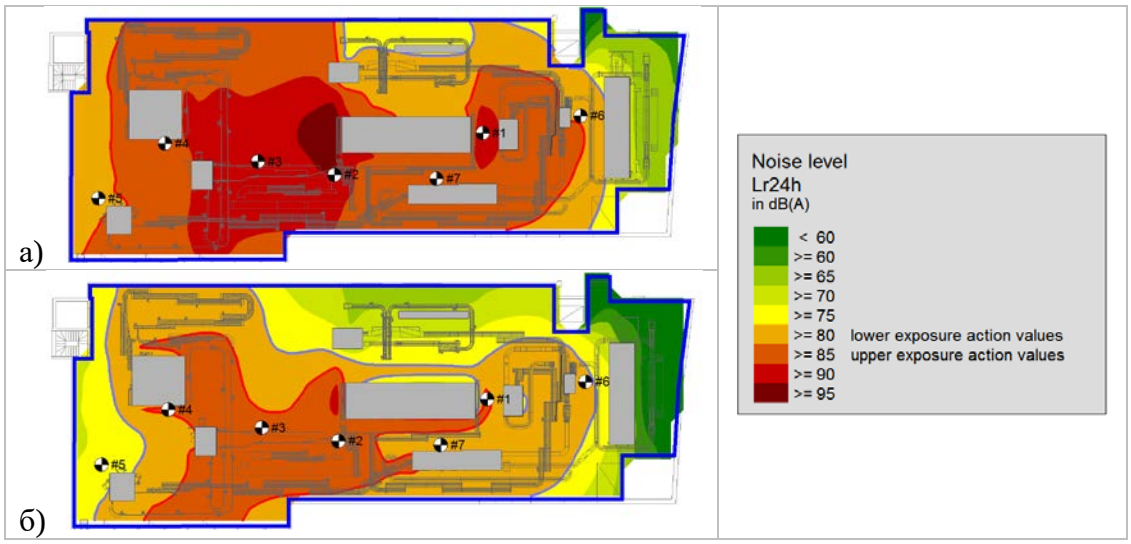


Рис. 6. Карты шума цеха: а) без мероприятий; б) со звукопоглощением

Линия предельно допустимого уровня шума должна быть внедрена в информационную модель здания предприятия с тем, чтобы произвести перепланировку рабочих мест. Шумозащитные конструкции также следует импортировать в BIM, чтобы избежать пересечения с потолочными конструкциями и учесть стоимость звукопоглощения в сметной документации проекта.

Выводы

1. Шум является одним из основных факторов, влияющих на население и рабочих. Это влияние может быть минимизировано при помощи мероприятий шумозащиты.

2. При внедрении информации о шуме в BIM используется обмен данными между программным обеспечением SoundPLAN, AutoCAD 3D и Navisworks.

3. Используя BIM, можно отслеживать превышение уровня шума в жилых помещениях и на рабочих местах.

4. BIM позволяет проектировщикам учитывать результаты оценки шума, устранять проблемы, связанные с повышенным влиянием шума и учитывать шумозащиту в бюджетной документации.

Список литературы

1. Eurostat, Work and health in the EU: a statistical portrait (2004).

2. Good Practice Guide for Strategic Noise Mapping and the Production of Associated Data on Noise Exposure. Position paper (2006).

3. Commission Directive (EU) 2015/996 establishing common noise assessment methods according to Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council. *Official Journal of the European Union* (2015).

4. СП 276.1325800.2016 Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков.

5. BIM-СТАНДАРТ ОРГАНИЗАЦИИ для площадных объектов Autodesk, Inc., M., 118 p. (2015)

6. Анисимов Е.П., Буторина М.В., Тюрина Н.В.Куклин Д.А. Применение технологий информационного моделирования (BIM) при разработке шумозащитных мероприятий для автодорог БСТ: Бюллетень строительной техники. 2016. № 6 (982). С. 18-21.

УДК 331.451
OECD 01.03.AA

Построение карт шума офисных помещений с целью улучшения условий труда работников

Буторина М. В.[1*], Куклин Д. А.[2], Шабарова А. В.[3]
[1]Доцент, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Магистрант, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Воздействие повышенных уровней шума на работников способно значительно снижать производительность труда. Шум оказывает воздействие на центральную нервную систему, способствует развитию неврозов и повышению раздражительности. Даже небольшие превышения шума оказывают на человека психологическое воздействие, особенно, если человек занят умственной работой. Повышенный шум может привести к утомляемости, ухудшению восприятия информации, снижению реакции. Расчет шума в офисном помещении проводится на основании утвержденных методик с учетом размеров и формы помещения, звукопоглощения различных поверхностей, расположения рабочих мест и источников шума в помещении, наличия экранирующих сооружений. Наиболее полную картину распространения шума в помещении можно получить, используя карты шума, разработанных при помощи специализированных программ. В данной статье рассматривается офисное помещение, для которого были разработаны карты шума. Информация, полученная при помощи карт шума, позволила оценить вклад источников шума в общую акустическую ситуацию определить наличия и степень превышения предельно допустимых уровней шума, а также разработать рекомендации по снижению шума.

Ключевые слова: шум, карты шума, шум на рабочих местах, компьютерное моделирование, офисный шум.

Noise Mapping for office space to improve the working conditions

Butorina M. V.[1], Kuklin D. A.[2], Shabarova A. V.[3]*
[1] Assistant Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia
[2] Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia
[3] Student, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The impact of noise pollution on workers can reduce productivity. Noise has an effect on the central nervous system, contributes to the development of neurosis and increased irritability. Even small excesses of noise have a psychological effect on a person, especially if a person is engaged in mental work. Increased noise can lead to increased fatigue, impaired perception of information, reduced reaction. The calculation of noise in the office space is carried out on the basis of approved methods, taking into account the size and shape of the room, sound absorption of various surfaces, the location of workplaces and noise sources in the room, the presence of shielding structures. The most complete picture of the distribution of noise in the room can be obtained using noise maps developed with the help of specialized programs. This article discusses the office space for which noise maps have been developed. Information obtained using noise maps made it possible to assess the contribution of noise sources to the general acoustic situation, determine the presence and degree of exceeding the maximum permissible noise levels, and also develop recommendations for reducing noise.

* *Автор корреспондент: bmv@ivas.su (Буторина М. В.)*

Key words: *noise, noise maps, noise at workplaces, computer modeling, office noise.*

Введение

Проблеме шума в офисных помещениях на сегодняшний день уделяется меньшее внимание, нежели шуму на рабочих местах промышленных предприятий или транспортному шуму на селитебных территориях, тем не менее, многие офисные работники страдают от воздействия повышенных уровней шума. Сегодня в больших компаниях существует тенденция организации офисного пространства по типу «open space», при котором все сотрудники располагаются в одном большом помещении, а рабочие места могут быть разделены невысокой тонкой перегородкой. Данный тип, несмотря на больше количество плюсов, среди которых в первую очередь стоит отметить более низкую стоимость помещений, имеет ряд недостатков, одним из наиболее значительных из них является шум. Основными источниками шума в таких помещениях являются переговоры сотрудников между собой, телефонные разговоры, работающая офисная техника, кондиционеры и вентиляторы. Несмотря на то, что на первый взгляд уровни шума данных источников кажутся недостаточно высокими для того чтобы вызвать какие-либо значимые последствия, по сравнению с работающим оборудованием на промышленном предприятии, увеличение уровня шума на каждый 1 дБ сверх нормы приводит к снижению производительности труда на 1 %.

Уровень звука 50 – 60 дБА оказывает на человека психологическое воздействие, особенно, если человек занят умственной работой. Такой шум может привести к повышенной утомляемости, ухудшению восприятия информации, снижению реакции и, как следствие, снижению производительности труда, шум в 70 дБА затрудняет разборчивость речи. [1, 2]

Оценить уровни шума на рабочих местах можно при помощи построения карт шума. В данной статье будет рассмотрено офисное помещение площадью 150 кв. м., в котором расположено 30 рабочих мест.

1. Построение карт шума офисного помещения

Для построения карт шума была использована программа SoundPLAN. Первый этап построения карты шума включает в себя создание цифровой модели с учетом геометрических особенностей помещения, расположения рабочих мест, акустических характеристик материалов, используемых в помещении. В помещении установлены перегородки, разделяющие рабочие пространства, выполненные из силикатного стекла толщиной 8 мм. Звукоизоляция перегородок была рассчитана по методике СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий» [3]. Результаты расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1
Изоляция воздушного шума перегородкой в нормируемом диапазоне частот:

Частота, Гц	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150
R, дБА	22	23	25	26	28	29	31	32	34	35	33	31	29	32	34	37

Звукопоглощение поверхностей (столов, стульев, перегородок, стен, окон, двери) было принято в соответствии с ГОСТ Р ЕН 12354-6-2012 «Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Часть 6. Звукопоглощение в закрытых пространствах» [4, 5].

В качестве источника шума был выбран точечный источник с уровнем звука 70 дБА, расположенный рядом с рабочим местом одного из сотрудников. Все необходимые данные были занесены в программу, после чего была посчитана плоская карта шума помещения, представленная на рисунке 1. Карта шума была построена на высоте 0,9 м от пола помещения, что соответствует высоте на которой находятся уши работников при работе сидя, при построении карты шума плоскость была разбита на точки по сетке с шагом 0,1 м [6, 7]. Данная карта позволяет увидеть, как изменяются уровни шума в офисном помещении во время телефонного звонка или громкого разговора.

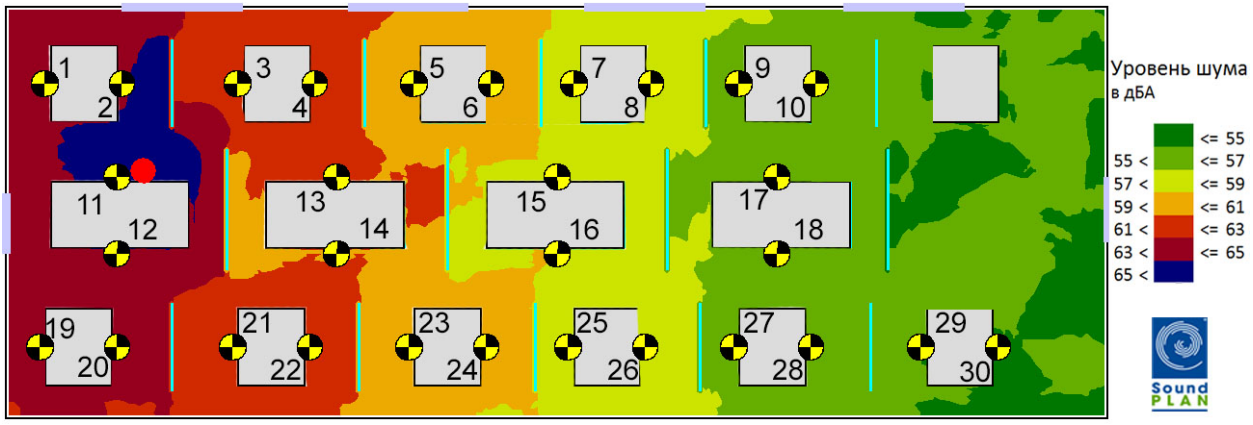


Рис. 1. Плоская карта шума помещения

На рисунке 2 представлена вертикальная карта шума помещения, которая позволяет увидеть, как распространяется звук в данном помещении не только в продольной, но и в поперечных плоскостях, проходящих, через точку, в которой расположен источник звука параллельно стенам помещения.

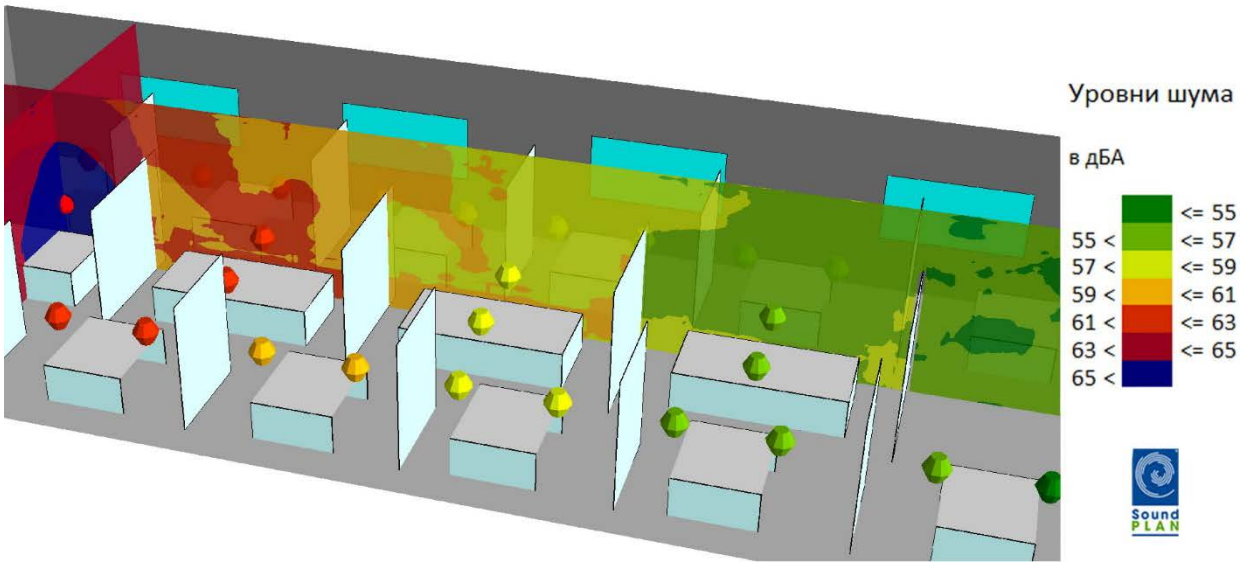


Рис. 2. Вертикальная карта шума помещения

2. Уровни шума на рабочих местах

Помимо карт шума при помощи SoundPLAN были рассчитаны уровни шума в расчетных точках, расположенных на рабочих местах. В таблице 2 приведены результаты расчета.

Таблица 2
Уровни шума на рабочих местах

Номер рабочего места (в соответствии с рисунком 1)	Уровень шума, дБА	Нормативное значение, дБА [8]	Превышение ПДУ, дБА
1	63,8	50	13,8
2	64,3	50	14,3
3	62,1	50	12,1
4	62,1	50	12,1
5	59,5	50	9,5
6	59,9	50	9,9
7	57,6	50	7,6
8	57,6	50	7,6
9	55,2	50	5,2
10	56,4	50	6,4
11	67,7	50	17,7
12	64,3	50	14,3
13	61,0	50	11
14	61,2	50	11,2
15	59,0	50	9
16	58,7	50	8,7
17	56,1	50	6,1
18	55,6	50	5,6
19	63,3	50	13,3
20	63,1	50	13,1
21	61,8	50	11,8
22	61,2	50	11,2
23	59,5	50	9,5
24	59,6	50	9,6
25	57,9	50	7,9
26	58,3	50	8,3
27	56,3	50	6,3
28	55,8	50	5,8
29	55,4	50	5,4
30	55,0	50	5

Из таблицы 2 следует, что превышения уровней шума на рабочих местах составляют 5 – 17,7 дБА, что приводит к заметному снижению работоспособности. Во избежание подобных ситуаций, следует ограничивать использование телефонов и личных целях, избегать громких разговоров, исключить использование музыкальных колонок. Также в офисных помещениях следует проводить шумозащитные мероприятия, например, использовать звукопоглощающие материалы для перегородок или облицовки стен. [9, 10]

Заключение

В офисных помещениях с большим количеством рабочих мест существует проблема шума. Даже незначительные источники шума могут причинять дискомфорт работникам, и, как следствие, снижать их работоспособность. Карты шума позволяют увидеть, как распространяется шум в помещении, и оценить уровни шума на рабочих местах. Как показывает расчет, источник шума с уровнем звука 70 дБА, что соответствует громкому разговору или телефонному звонку, становится причиной превышения предельно допустимых уровней шума на 100 % рабочих мест, что приводит к значительному снижению работоспособности сотрудников офиса. Для минимизации

воздействия шума необходимо ограничить число личных разговоров, исключить использование средств воспроизведения звука или использовать наушники, если существует такая рабочая необходимость. Рабочие места сотрудников, чья деятельность связана с большим количеством телефонных разговоров должны находится отдельно от остальных рабочих мест. Для дополнительного снижения шума на отдельных рабочих местах можно применять звукопоглощающие облицовки.

Список литературы

1. Тищенко А. С., Куклин Д. А., Тюрина Н. В. Проблема воздействия повышенного шума на рабочих местах в российской федерации и зарубежом // Защита от повышенного шума и вибрации сборник докладов. Министерство образования и науки Российской Федерации Балтийский государственный технический университет "Военмех". – СПб., 2017. С. 447-450.
2. Basner M. et al. Auditory and non-auditory effects of noise on health // The Lancet, 2014, Vol. 383, Issue 9925, pp. 1325-1332.
3. СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий» СПб.: ДЕАН, 2004 – 80 С.
4. ГОСТ Р ЕН 12354-6-2012 «Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Часть 6. Звукопоглощение в закрытых пространствах» М.: Стандартинформ, 2014 – 23 С.
5. Справочник проектировщика. Защита от шума. / Е. Я. Юдин, И. Д. Рассадина, В. Н. Никольский и др.; Под ред. Е. Я. Юдина. - М.: Стройиздат, 1974. - 134 с.
6. ГОСТ 12.1.050-86 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Методы измерения шума на рабочих местах (с Изменением N 1)» М.: Стандартинформ, 2007 – 17 С.
7. Куклин Д. А., Буторина М. В., Дроздова Л. Ф., Шабарова А. В. Применение карт шума для улучшения условий труда офисных работников // Материалы научной конференции "традиции и инновации", посвященной 190-й годовщине образования санкт-петербургского государственного технологического института (технического университета). СПб., 2018. С. 182.
8. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах» [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: http://files.stroyinf.ru/Index2/1/4293753/4293753139.htm (дата обращения 10.02.2019).
9. Кирпичников В. Ю., Титов Б. В., Дроздова Л. Ф. Снижение шума в помещениях // Защита населения от повышенного шумового воздействия Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – СПб., 2015. – С. 113-127.
10. Осипов Г. Л., Бобылев В. Н. Звукоизоляция и звукопоглощение / Учебник. М.: АСТ, Астрель, 2004. — 450, с. ил.

УДК 534.833.532
OECD 01.03.AA

Экологически безопасные звукопоглощающие композиционные материалы на основе льняных и полимерных волокон

Бухаров С.Н.[1*], Кожушко В.В.[1], Сычев А.П.[2], Чукарин А.Н.[2]
[1] Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого Национальной академии наук Беларуси, г. Гомель, Беларусь
[2]ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», г. Ростов-на-Дону, Россия

Аннотация

Предложены современные экологически безопасные звукопоглощающие материалы на основе льняных и полимерных (полипропиленовых, полиэфирных) волокон для шумопонижающих конструкций, используемых в машиностроении и автотракторной технике в целях снижения шума в кабинах и салонах транспортных средств. Получены экспериментальные данные по влиянию толщины слоя и состава материалов на коэффициент звукопоглощения. Установлено, что наибольшие значения коэффициента звукопоглощения наблюдаются для композитов, содержащих 30% льняных и 70% полимерных волокон. Результаты испытаний показывают, что разработанные звукопоглощающие композиты при сопоставимых толщине, плотности, физико-механических характеристиках не уступают или превосходят по эксплуатационным и акустическим свойствам лучшие зарубежные аналоги.

Ключевые слова: звукопоглощающий композит, коэффициент звукопоглощения, интерьер транспортных средств, льняные волокна.

Environmentally friendly sound-absorbing composite materials based on flax and polymer fibers

Bukharov S.N.[1], Kozhushko V.V.[1], Sychev A.P.[2], Chukarin A.N.[2]*
[1]V.A.Belyi Metal Polymer Research Institute National Academy of Sciences of Belarus, Gomel, Belarus
[2] Rostov State University for Railway Transportation, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

State-of-the-art, environmentally friendly sound-absorbing materials based on flax and polymeric (polypropylene, polyester) fibers for noise-reducing structures used in mechanical engineering and automotive engineering to reduce noise in cabs and salons of vehicles are proposed. Experimental data on the effect of layer thickness and material composition on the sound absorption coefficient are obtained. It is established that the highest values of sound absorption coefficient are observed for composites containing 30% of flax and 70% of polymer fibers. The test results show that the developed sound-absorbing composites with comparable thickness, density, physico-mechanical characteristics have comparable operating and acoustic properties in comparison with the best foreign analogues.

Key words: *sound-absorbing composite, sound absorption coefficient, vehicle interior, flax fibers.*

Введение

Важнейшей характеристикой транспортных средств, определяющей их конкурентоспособность, потребительский спрос и в значительной степени цену, является уровень внешнего и внутреннего шума. Высокие уровни шума и вибрации, следствием

[*]*Автор корреспондент: sbuharov@tut.by (Бухаров С.Н.)*

которых является акустический и вибрационный дискомфорт пользователей машины и окружающей среды, существенно снижают субъективное восприятие качества машины и представляют собой одну из наиболее трудноразрешимых проблем в транспортной индустрии [1].

Эффективное звукопоглощение в кабинах автотракторной техники существенно снижает уровень шума, оказывающего вредное влияние на организм человека, и уменьшает утомляемость водителя и пассажиров. Одним из требований, предъявляемых к конструкции кабин тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин, является достаточная обзорность, что определяет высокую степень остекления кабины и уменьшение площади звукопоглощающих конструкций. Этим обуславливается то, что основная часть шума поглощается потолочными элементами кабины. Последнее приводит к необходимости повышения звукопоглощающих свойств указанных элементов в широком диапазоне частот.

Современные экологические нормы и требования заставляют по-новому взглянуть на применяемые материалы, и поэтому сейчас большой акцент делается на материалы, не требующие серьёзной переработки при утилизации. Начиная с 70-ых годов прошлого века, наблюдается замещение минеральных и синтетических волокон композициями натуральных и полимерных волокон [2].

Использование натуральных материалов является перспективным в силу доступности, невысокой стоимости и из-за возрастающих экологических требований [3]. Однако непосредственное применение натуральных материалов имеет ряд сложностей, связанных с формовкой и приданием необходимой жёсткости и прочности конструкционным элементам. Кроме этого натуральные материалы имеют невысокие противогрибковые и противопожарные показатели. С этой точки зрения, хорошие возможности имеют композитные материалы, сочетающие полимерные и натуральные компоненты. Композиция натуральных и полимерных волокон создает возможности для разнообразного подхода в решении актуальных задач по снижению шума в машиностроении. Искусственное волокно должно выполнять функцию поддерживающего каркаса и не позволять натуральному материалу слёживаться и сбиваться. Практически необходимо установить балансное процентное соотношение материалов в композиции для получения свойств, удовлетворяющих всем технологическим требованиям [4]. При этом окончательное решение должно быть экономически привлекательным. Одним из условий, определяющих широкое применение композитов, является технологичность изготовления конечного изделия.

В настоящее время звукопоглощающие композиты на основе льняных и полимерных волокон являются основным материалом, используемым ведущими мировыми производителями автомобилей в качестве вибро- и шумопоглощающих деталей интерьеров и подкапотного пространства машин. В настоящее время в странах СНГ для этих целей используются жесткие или вспененные пластики, которые обладают весьма низкими звукопоглощающими и динамическими характеристиками, а также экологическими показателями.

1. Материалы и методы исследования

Оптимальное решение для конструкции звукопоглощающей панели должно отвечать набору функциональных требований, связанных с теплоизоляцией, пожарной безопасностью, декором и т.д., и не превышать установленную толщину. Натуральные льняные волокна являются биологически разлагаемыми, что позволяет частично решить проблему последующей утилизации композитного материала на их основе. Трубчатая структура волокон льна обладает прекрасными теплоизолирующими свойствами. Выбор оптимального соотношения полимерных и натуральных волокон для композитного

материала, из которого горячим прессованием могут быть изготовлены панели, обеспечивает успешное решение задач по снижению уровня шума и звукоизоляции.

В данной работе для изготовления звукопоглощающих композитов использовали волокно льняное котонизированное (ТУ ВУ 100048286.120-2010), структура которого представляет полый цилиндр диаметром приблизительно 20 мкм, волокно синтетическое полипропиленовое (ТУ 2272-024-05283280-2006, изм. 1-2); волокно полиэфирное бикомпонентное тип «ядро – оболочка» (ТУ ВУ 700117487.029-2009). Композиционные материалы были изготовлены по разработанной иглопробивной технологии на ОАО "БелФА" (г. Жлобин, Беларусь) с использованием льняных и полимерных волокон в различных соотношениях (табл. 1). Для снижения себестоимости в звукопоглощающих конструкциях данные материалы могут быть изготовлены из отходов и некондиционной продукции. Подвергнутые горячей прессовке панели с содержанием полимерных волокон более 30% веса обеспечивают достаточную жёсткость для изготовления декоративных элементов интерьера салона в качестве панелей.

Таблица 1

Составы композиционных материалов

Образец №	**Состав**
1	Волокно льняное 70% + волокно полипропиленовое 30%
2	Волокно льняное 30% + волокно полипропиленовое 70%
3	Волокно льняное 60% + волокно полипропиленовое 40%
4	Волокно льняное 70% + бикомпонентное полиэфирное волокно 30%
5	Волокно льняное 30% + бикомпонентное полиэфирное волокно 70%
6	Волокно льняное 60% + бикомпонентное полиэфирное волокно 40%

Для измерений характеристик шума и нормального коэффициента звукопоглощения в диапазоне частот от 50 Гц до 1600 Гц использовали оборудование (комплект импедансных труб, тип 4206, анализатор спектров Pulse 3560) компании Bruel&Kjær. В основе измерений лежит двухмикрофонный метод, заключающийся в декомпозиции широкополосного стационарного случайного сигнала на падающую и отражённую компоненты. В двухмикрофонном методе предполагается распространение плоских волн и отсутствие потоков и поглощения на стенках трубы.

Предварительный расчет звукопоглощения позволяет оценить свойства конструкций в зависимости от толщины и порядка расположения материалов. Предложена методика расчёта звукопоглощения слоистых структур для анализа конструкций из материалов. Расчёт проводится на основе измеренных значений акустического импеданса и постоянной распространения для установленных частот. В основу методики расчёта положено рекуррентное выражение для входного акустического импеданса слоистой конструкции. Нормированный – отнесённый к акустическому импедансу воздуха – входной импеданс преграды из n слоёв $W_{\text{вх}}^{(\text{n})}$ при нормальном падении звуковых волн будет выражаться через входной импеданс слоистой системы, состоящей из $n-1$ слоя $W_{\text{вх}}^{(\text{n-1})}$, нормированный акустический импеданс, постоянную распространения γ_n и толщину s_n следующим образом [1]:

$$W_{\text{вх}}^{(\text{n})} = W_n \frac{W_{\text{вх}}^{(\text{n-1})} + W_n th(\gamma_n s_n)}{W_n + W_{\text{вх}}^{(n-1)} th(\gamma_n s_n)}. \quad (1)$$

Таким образом, для определения входного акустического импеданса конструкции используется рекуррентная формула, в которой вычисления начинаются с входного импеданса последнего слоя. В общем случае входной импеданс и постоянная распространения являются комплексными величинами, определить которые можно экспериментально по разработанной методике. Для этого измеряются входные акустические импедансы материала известной и удвоенной толщины, что практически реализуется удвоением числа слоёв. Коэффициент отражения является комплексной величиной, что можно записать в векторной форме как $Re^{2\delta i}$, где $R = \frac{n-1}{n+1}$ модуль, $n = P_{\max} / P_{\min}$ отношение максимального и минимального давления в интерферометре, а 2δ аргумент. Коэффициент отражения как функцию толщины можно выразить через входной импеданс:

$$R = \frac{Wcth(\gamma s) - 1}{Wcth(\gamma s) + 1}. \quad (2)$$

Данная функция с ростом s оставляет на комплексной плоскости след в виде спирали, закручивающейся в отрицательном направлении полярного угла, выходящей из точки $R_0 = 1 + 0i$, при s=0 и сходящейся в точке $R_m = \frac{W-1}{W+1}$. Постоянный относительно s параметр R_m равный по величине комплексному коэффициенту отражения звука данной частоты от полупространства из материала.

Коэффициент звукопоглощения *n*-слойной преграды определяется через её входной импеданс и акустический импеданс среды, из которой распространяется звук, по формуле:

$$\alpha = 1 - \left| \frac{W_{\text{вх}}^{(n)} - W_{n+1}}{W_{вх}^{(n)} + W_{n+1}} \right|^2. \quad (3)$$

Для исследования частотных зависимостей коэффициентов звукопоглощения и звукоизоляции многослойных структур используется разработанный в ИММС НАН Беларуси программный пакет.

2. Результаты расчетов, измерений и их обсуждение

С практической точки зрения необходимо определить рабочую область частот, в которой коэффициент звукопоглощения должен быть максимален. На рисунке 1 представлен спектр уровня звукового давления в 1/12 октавных полосах частот на рабочем месте водителя трактора «Беларус – 3022». Из рисунка 1 также видно, что на частотах от 500 до 630 Гц и от 1600 до 2500 Гц в спектре шума имеются составляющие с превышением предельно допустимых норм, регламентированных действующими техническими нормативно-правовыми актами. Таким образом, в данном случае оптимальная шумопонижающая конструкция для интерьера трактора «Беларус – 3022» должна обеспечивать максимальное поглощение в указанных диапазонах частот. При этом на практике повышение звукопоглощения в области низких частот представляет наиболее сложную задачу ввиду существующих ограничений по максимальной толщине шумопонижающей конструкции.

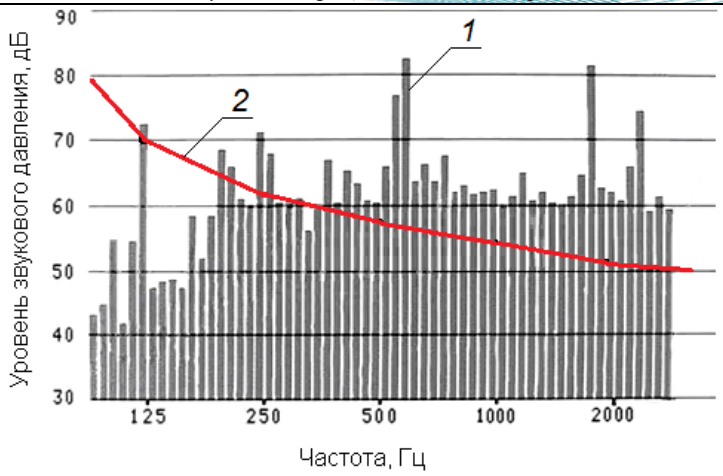


Рис. 1. Спектр шума на рабочем месте водителя в кабине трактора «Беларус-3022»: 1 – 1/12-октавный спектр; 2 – предельно-допустимые уровни

Проводились численные исследования различных вариантов шумопонижающих конструкций потолочного элемента интерьера, включающего каркасный (прессованный) и звукопоглощающий (непресованный) слои из разработанных композитов на основе льняных и полимерных волокон, а также воздушный промежуток между конструкцией и металлической панелью. Результаты расчётов трёх слоистых конструкций, в которых использованы различные комбинации звукопоглощающего материала, представлены на рис. 2. Из расчётов видно, что применение композитов на основе льняных волокон позволяет увеличить звукопоглощение в полосе частот выше 800 Гц. В тоже время увеличение звукопоглощения в низкой полосе частот представляется сложной задачей.

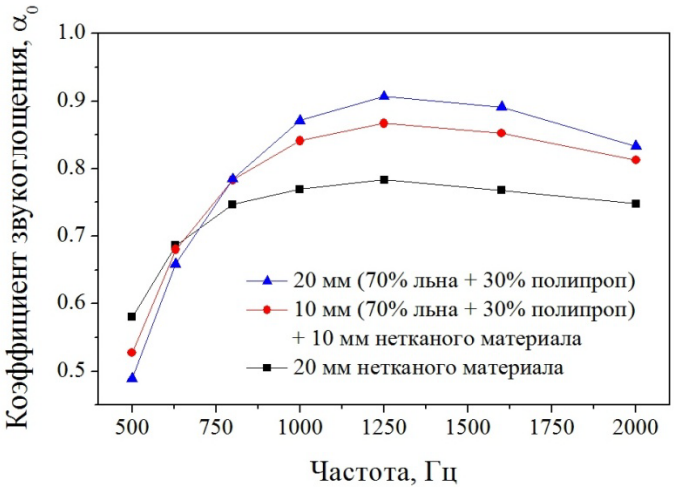


Рис. 2. Результат расчета нормального коэффициента звукопоглощения: толщина прессованного слоя 5 мм, толщина звукопоглощающего материала 20 мм, воздушная прослойка толщиной 10 мм

Зависимость звукопоглощения от толщины проводилась последовательным добавлением слоёв материала от минимальной толщины 10 мм до максимальной толщины 120 мм. В исследованных композитных образцах небольшой толщины 10-20 мм звукопоглощение практически линейно увеличивается с частотой. Измерены зависимости звукопоглощения с увеличением толщины звукопоглощающего материала. С ростом толщины звукопоглощение быстро возрастает и достигает максимального уровня. Спектральный анализ был проведён для выделенных диапазонов частот. В области низких частот (длинноволновое приближение) можно считать, что звукопоглощение

пропорционально толщине используемого материала, что подтверждается результатами, полученными на частоте 50 Гц. Для коротких длин волн, например 1500 Гц, звукопоглощение быстро растёт с толщиной, достигает максимума, незначительно снижается и затем практически не зависит от толщины. Это можно объяснить тем, что поглощение звуковой волны идёт в объёме материала, и при этом быстро увеличивается с толщиной. Для измеряемого коэффициента отражения, отражённая часть звука зависит от толщины и проходит через интерференционные максимумы и минимумы до достижения предельного уровня отражения соответствующего случаю полубесконечной среды. В более толстых материалах звукопоглощение несущественно изменяется ввиду затухания в объёме материала. Наибольшее значение звукопоглощения при толщине поглощающего материала 40 мм было получено для композиции имеющей 70% мас. льняных и 30% мас. полипропиленовых волокон.

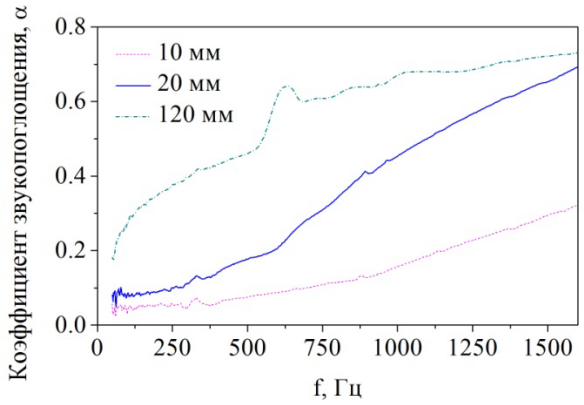


Рис. 3. Зависимость нормального коэффициента звукопоглощения композиционного материала (70% льняных и 30% полипропиленовых волокон) от толщины

Исследована конструкция слоистой акустической панели, совмещающая прессованный и непрессованный композиты, которая может быть использована при реализации шумопонижающих элементов интерьера кабины, в которых прессованный материал выполняет одновременно декоративную и каркасную функции. Измеренный модуль упругости материала при комнатной температуре находится в диапазоне от 0,6 до 0,8 ГПа. Коэффициент нормального звукопоглощения конструкции представлен на рисунке 4.

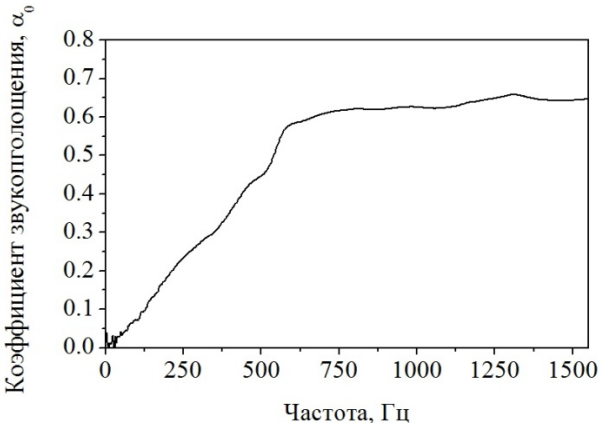


Рис. 4. Нормальный коэффициент звукопоглощения конструкции из прессованного материала (70% лён + 30% полипропилен) толщиной 6 мм и непрессованного материала этого же композита толщиной 30 мм.

Анализ результатов, представленных на рисунках 3 и 4 показывает, что в полосе частот выше 500 Гц данная комбинация прессованного и непрессованного льносодержащих материалов позволяет достичь эффективного уровня звукопоглощения при общей толщине 36 мм.

Заключение

Предложены составы и изготовлены звукопоглощающие композиционные материалы на основе льняных и двух типов полимерных волокон: полипропиленового и бикомпонентного полиэфирного. На основе численной модели выполнены расчёты звукопоглощения элемента интерьера в виде слоистой шумопонижающей конструкции. Методом двухмикрофонного акустического интерферометра проведены измерения нормального коэффициента звукопоглощения предложенных композитных материалов. Показано, что звукопоглощение материалов растёт в полосе частот от 50 Гц до 1600 Гц. В области низких частот звукопоглощение практически линейно увеличивается с толщиной используемых материалов. Показана возможность прессования нетканого материала в звукопоглощающие панели толщиной от 1 мм до 6 мм, обладающие достаточной жёсткостью и высоким коэффициентом звукопоглощения. Прессованные панели могут быть использованы при реализации шумопонижающих элементов интерьера кабины, в которых прессованный льносодержащий материал выполняет одновременно декоративную и каркасную функции.

По результатам исследований и разработок освоено производство современных звукопоглощающих композиционных материалов и слоистых шумопонижающих конструкций, а также сложнопрофильных термоформованных деталей интерьера кабин и салонов для транспортных средств различных типов (локомотивы, тракторы, автобусы и др). Основным экологическим преимуществом является частичная биоразлагаемость композитов за счёт использования натуральных компонент и перехода материала из объемной монолитной в сыпучую волокнистую форму, что также существенно упрощает его утилизацию. Разработка обеспечивает углубленную переработку отечественного сырья – малоценного непрядомого льноволокна, зачастую отходов льнопроизводства, и расширение рынков сбыта синтетических волокон.

Список литературы

1. Sergienko V.P. Noise and Vibration in Friction Systems /V.P. Sergienko, S.N. Bukharov. – Switzerland: Springer, 2015 . – 251 p.

2. Arenas J.P., Crocker M.J., Recent Trends in Porous Sound-Absorbing Materials// Sound and Vibration. -2010, -July, -P. 12-17.

3. Yan L., Chouw N., Jayaraman K. Flax fibre and its composites – A review // Composites Part B: Engineering. -2014, -V. 56, -P. 296-317.

4. Gliścińska E., Michalak M., Krucińska I. Sound absorption property of nonwoven based composites //AUTEX Research Journal. – 2013, -V.13. -№ 4, -P. 150-155.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 534.835.4
OECD 2.03.IU

Эволюция методов и средств борьбы с шумом. Шумозащита вчера и сегодня

Ломовцева С.Д.[1]
[1]Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Шум сопровождает современного человека повсюду. Нахождение в акустически загрязнённой среде вредно и опасно для здоровья.

Акустическая проблема актуализировалась с развитием в области техники. Машины в их первоначальном виде создавали невыносимый шум. Со временем стали появляться организации, обеспокоенные влиянием шума на людей, создана новая отрасль знаний – инженерная акустика. В 1920-1930-е годы началось активное исследование шума и поиск способов борьбы с ним. Создание шумомера позволило получить количественную характеристику уровня звука, что повлекло ускоренное развитие этой области. В послевоенный период 50-80-х годов происходит значительный рост в развитии инженерной акустики. Начиная с 1960-х годов, ведётся активная разработка и внедрение стандартов по шуму.

В наши дни вопросам акустики предаётся большое значение. Работа со звуком ведётся в процессе проектирования объектов. Для защиты населения от шума применяются технические средства, создаётся и пополняется нормативная база, осуществляются организационные мероприятия. При продолжающейся урбанизации и увеличении спроса народа на улучшение качества жизни актуальность проблемы шумозащиты не будет исчерпана.

Ключевые слова: Шумозащита, акустика, история, развитие, исследование

Evolution of noise abatement techniques and tools. Noise protection yesterday and today

Lomovtseva S.D.[1]
[1]Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Noise everywhere accompanies the modern man. Being in an acoustically polluted environment is harmful and dangerous to health.

The acoustical problem was relevant with the development in technology. Machines in their original form created intolerable noise. Over time, organizations began to emerge, concerned about the effects of noise on people; created a new branch of knowledge - engineering acoustics. Active study on noise and the search for ways to solve this problem began in 1920-1930. The creation of a sound level meter allowed us to obtain a quantitative characteristic of the sound level. This led to the accelerated development of this area. In the post-war period of the 1950s-1980s, the development of engineering acoustics expanded significantly. Noise standards have been developed and implemented since the 1960s.

Acoustics in our time is very important. Work with sound was conduct in the process of designing objects. Technical equipment is used to protect the public from noise, the regulatory framework is being created and replenished, and organizational measures are being taken. With continued urbanization and the growing demand of people for improving the quality of life, the problem of noise protection will not be exhausted.

Key words: *Noise protection,acoustics, history, development, study.*

Введение

Шум является одним из опасных и вредных факторов в жизни каждого современного человека, он сопровождает нас повсюду – на работе, дома, на улицах города. Это связано с тем, что человек окружил себя его источниками такими, как автомобильный и железнодорожный транспорт, самолёты, различного рода техника, производственное оборудование, офисное оборудование, системы вентиляции, бытовые приборы и многое другое. Круглосуточно находясь в акустически загрязнённой среде, каждый из нас подвергается риску заболеваний органов слуха, сердечно-сосудистой и нервной системы, в особенности те люди, которые работают в «шумных» условиях или живут вблизи «шумных» объектов – железных дорог, промышленных заводов, аэропортов и т.д.

1. Первые шаги

Проблема акустического загрязнения окружающей среды становилась всё более актуальной с развитием в области техники. Огромные грохочущие машины и механизмы в их первоначальном виде, первые самолёты и автомобили создавали невыносимый шум. В 1885 году немецкий инженер Карл Фридрих Михаэль Бенц создал первый в мире автомобиль – трехколёсный самодвижущийся экипаж с бензиновым двигателем. Его изобретение не вызвало интерес, а скорее напугало горожан. Когда Бенц проезжал по городу, демонстрируя результат долгих трудов, лошадь, которая везла товар в мясную лавку, сильно испугалась из-за шума мотора и опрокинула груз. Бенцу пришлось выплатить денежную компенсацию хозяину лавки за порчу товара и заняться совершенствованием конструкции своего автомобиля.[1]

В 1898 году в Нюрнберге создана первая общественная организация – Лига против транспортного шума. Со временем стали появляться организации и объединения, которые были обеспокоены влиянием шума на людей, например, Немецкое общество по борьбе с шумом, основанное в 1908 году, 1909 год – впервые в Лондоне проведена конференция, посвященная этой проблеме. В конференции принимали участие представители восьми стран – обсуждались вопросы, связанные с повышенным шумом. Ввиду отсутствия научно-исследовательской базы для борьбы с шумом и вибрациями врачи представляли доклады, носившие исключительно описательный характер. Через некоторое время была создана новая отрасль знаний – инженерная акустика, которая занимается изучением природы шума и вибрации, а также разработкой методов и средств по борьбе с ними [2].

2. Активное развитие инженерной акустики

Активное исследование шума и поиск способов борьбы с ним начались в период 1920-1930-х годов. Именно в это время были созданы первые шумомеры – приборы для измерения уровней шума, что позволило получить количественную характеристику. Появляются интересные исследовательские работы в области распространения звука, звукоизоляции, звукопоглощения:

- Г. Рейснером было описано явление полного прохождения звука при определенных углах падения звуковых волн с учетом сдвиговых и продольных волн;

- А. Шох расчетным путем доказал, что собственная звукоизоляция однослойного ограждения зависит от угла падения звуковых волн;
- Л. Кремер разработал теорию звукоизоляции для бесконечно тонких пластин, которая объясняет резкое снижение звукоизоляции на основе эффекта волнового совпадения.[3]

В 1931 году в СССР под руководством академика Н. Н. Андреева состоялась первая Всесоюзная Акустическая конференция. На ней были подняты вопросы различных разделов акустики, среди которых также рассматривались разработки средств и методов защиты от шума и вибраций [4].

В послевоенный период 50-80-х годов происходит значительный рост в развитии инженерной акустики:

- появляются новые методы акустических исследований и средства защиты от шума;
- создаётся высокочастотная акустическая аппаратура;
- разрабатываются новейшие акустические материалы;
- проводятся глубокие исследования, связанные с образованием звука в источнике;
- проектируются шумозащитные конструкции машин и изучаются их свойства;
- разрабатываются разнообразные методики измерений.

Начиная с 1960-х годов, ведётся активная разработка и внедрение стандартов по шуму и вибрации. Стандарты по шуму выпускаются как различными международными организациями, так и национальными ведомствами. С течением времени число принятых и выпущенных стандартов резко возросло. Первый отечественный стандарт в этой области был принят в 1976 г.

3. Инженерная акустика сегодня

В наши дни вопросам акустики уделяется большое внимание. Производители качественной и безопасной техники стремятся соответствовать современным требованиям и рекомендациям, касающимся шумозащиты и виброзащиты, несмотря на внушительные размеры затрат на их реализацию. На этапах проектирования предусматриваются материалы и покрытия, обеспечивающие звукопоглощение внутри двигателей, а также звукоизоляцию и звукопоглощение их корпусов. Благодаря многочисленным исследованиям и испытаниям, новые акустические материалы имеют большую эффективность при той же толщине покрытия, а значит, могут найти более широкое применение. За последнее время глушители шума также усовершенствовали свои характеристики – более сложная конструкция одновременно задействует несколько физический принципов снижения звука таких, как отражение внутри камер глушения, поглощение с помощью специальных ЗПМ, резонанс. Кроме того, ведутся разработки активной шумовиброзащиты в диапазоне низких частот, основанной на принципе интерференции. Современные акустические экраны имеют различной формы надстройки на свободном ребре, что позволяет довольно сильно увеличить угол дифракции. Работа со

звуком ведётся на всех этапах его распространения от возникновения в источнике и до воспринимающих защищаемых объектов.

Для защиты населения от шума применяются не только технические средства, но и создаётся и пополняется нормативная база, осуществляются организационные мероприятия: контроль за шумом в городах, рациональная организация движения транспорта и ограничение времени движения грузовых машин, регламентация работы шумных источников, вынос шумных предприятий и производств за черту города и т.д.

Заключение

Несмотря на значительные достижения в области инженерной акустики, проблема незащищённости людей от зашумлённости в городе и за его пределами становится всё более трудноразрешимой и животрепещущей. Неизменно и постоянно количество источников шума растёт, так как происходит непрерывное увеличение численности населения городов, а вместе с тем и увеличивается количество транспорта, заводов, строительств. Потребность людей в обеспеченности необходимой для жизни продукцией и системами коммуникации способствует разрастанию техносферы, а самые передовые технологии в области инженерной акустики на сегодняшний момент не успевают обеспечить здоровую и благополучную среду для нас. Видя тенденции расширения проблемы шумозащиты, стоит задуматься о многих вопросах:

«Не по карману» – как сделать шумозащиту более доступной, снизить её стоимость для повсеместного применения?

«А какое направление имеет лучшие перспективы?» – каким образом расширить знания о звуке, в каком направлении двигаться в разработке средств и методов шумозащиты?

«Я не слышу» – как снизить заболеваемость «шумных» профессий?

«Никто не узнает» – как обеспечить контроль и надзор за соблюдением норм и правил и избавиться от нарушителей?

Будет ли наше завтра бесшумным? – зависит от решений, принятых сегодня.

Список литературы

1. В.М. Емельянов. Энциклопедия начинающего автомобилиста: практические рекомендации. 2006. [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL:https://knigi.news/sovet/istoriya-sozdaniya-avtomobilya-23840.html(дата обращения 20.02.2019).

2. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник – М.: Университетская книга, 2008. – 18 с.

3. Шашкова, Л. Э. Звукоизоляция вибродемпфированных элементов с измененной изгибной жесткостью: дис. … канд. техн. наук: 05.23.01 : защищена 25.12.14 / Л. Э.Шашкова. – Вологда, 2014. – 14 с.

4. Акустический институт имени академика Н. Н. Андреева [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа : http://www.akin.ru

УДК 628.517.2
OECD 2.03

Применение методов акустической интенсиметрии для исследования структуры звуковых полей транспортных потоков

Евсевьев В.В.[1*], Пирожков М.В.[2], Скиба С.П.[3]
[1,2,3] АО «Специальное конструкторское бюро «Виброприбор»,
г. Таганрог, Россия

Аннотация

В статье показано, что акустическое поле может быть использовано в решении задач обнаружения и идентификации автомашин. Выделены механизмы генерации акустических шумов автомобиля. Использован акустический комплекс для измерения интенсивности, позволяющий проводить локализацию источников шума транспортных потоков в низкочастотном диапазоне. Применение в антенне специальных фазированных микрофонных капсюлей расширяет частотный диапазон измерения акустической интенсивности в области низких частот. Расположение пар микрофонов в трех взаимно перпендикулярных плоскостях позволяет локализовать источники шума вне зависимости от их расположения.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, интенсивность звука, пульсации давления, локализация и идентификация источника шума.

Application of methods of acoustic intensitatii to study the structure of sound fields of transport streams

Evsevyev V.V.[1], Pirozhkov M.V.[2], Skiba S.P.[3]
[1,2,3] Special Desiner Office «Vibropribor»,
Taganrog, Russia.

Abstract

The article shows that the acoustic field can be used in solving the problems of detection and identification of vehicles. Mechanisms of generation of acoustic noise of the car are allocated. An acoustic complex for intensity measurement is used, which allows localization of traffic noise sources in the low-frequency range. The use of special phased microphones in the antenna extends the frequency range of acoustic intensity measurement in the low frequency range. The arrangement of pairs of microphones in three mutually perpendicular planes allows to localize noise sources regardless of their location.

***Key words**: road transport, sound intensity, pressure pulsations, localization and noise source identification.*

Введение

Современные требования борьбы с шумом требуют создания объективных и точных методов исследования звуковых полей, создаваемых реальными акустическими объектами. Практически все природные источники шума (шумы моря, сейсмические, атмосферные), являющиеся мощными источниками звуковой энергии, генерируют колебания с преобладающими в спектре низкочастотными составляющими. К мощным источникам низкочастотного шума относятся и источники, созданные человеком,

[*]*Автор корреспондент: evsevevv@yandex.ru (Евсевьев В.В.)*

например воздушный и наземный транспорт, промышленные силовые и энергетические установки, технологические взрывные процессы [1–3].

В связи с тем, что звукопоглощающие материалы и конструкции недостаточно эффективны на низких частотах, основной путь борьбы с низкочастотными шумами это подавление шумов в самом источнике. С другой стороны, учитывая факт, что низкочастотные колебания мало затухают и рассеиваются в атмосфере, их можно обнаружить на большом расстоянии от источника. Это позволяет использовать низкочастотный звук для локализации и распознавания источника [4, 5].

Известно, что преобладающим факторов воздействия на окружающую среду при эксплуатации автомобильных дорог является шум от движущегося транспортного потока. Оценка шумового воздействия производится на основании утвержденных расчетных методик, которые учитывают основные параметры автотранспортного потока, такие как интенсивность движения, состав и скорость потока, тип дорожного покрытия [6, 7]. При оценке распространения шума учитываются расстояние, на которое распространяется шум, атмосферное затухание, поглощение поверхностью территории, экранирование естественными и искусственными сооружениями, расположенными на пути распространения шума. Соблюдение всех требований, предъявляемых к условиям и правилам проведения измерений, не всегда возможно и достаточно трудоемко [8].

В некоторых случаях метод акустической интенсивности может существенно упростить поставленные задачи, так как интенсивность звука можно измерять непосредственно на месте эксплуатации исследуемого источника звука при этом измерения можно проводить даже в присутствии других источников звука или шума. Это обусловлено тем, что стационарный фоновый шум не сказывается на звуковой мощности, определяемой по результатам измерения интенсивности звука.

В основном методы исследования звуковых полей основываются на изучении пространственного распределения звукового давления. Но знание лишь распределения звукового давления в данном поле не позволяет дать полную характеристику этого поля [9].

1. Методы исследования

Работы по локализации и идентификации источника шума требует наличие приборов и методов измерения, с помощью которых можно локализовать источник шума и определить мощность излучения [10–12]. Информация об источнике, извлеченная из данных о структуре поля, позволит решать ряд практических задач, например: локализации источников шумов, в том числе низкочастотных, защита от повышенного шума. В настоящее время, благодаря использованию современных аппаратурных и вычислительных средств, широкое распространение получают методы исследования звуковых полей, основанные на определении энергетических параметров акустического поля. Энергетические параметры поля содержат информацию как о величине, так и о направлении, они весьма эффективны при выявлении, идентификации и локализации источников звука. Использование энергетического подхода для диагностики источников низкочастотного звука представляет собой перспективное направление в области борьбы с повышенными шумами.

Как было установлено предельная дальность локализации и идентификации источников звука по акустическому излучению определяется следующими факторами:

- типом физического механизма излучения;
- характеристиками излучения источников акустических колебаний;
- условиями распространения акустических волн в среде (затухание, рефракция, рассеяние на неоднородностях);

– статистическими характеристиками фона (интенсивность, спектральный состав, пространственная корреляция, дисперсия и т. д.);
– способом приёма и обработки сигналов.

Изменение каждого из факторов может привести к существенным вариациям дальности обнаружения, как при переходе от одного типа объекта к другому, так и при исследованиях с одним и тем же образцом предельная дальность обнаружения может изменяться на порядок и выше.

2. Результаты исследований и их обсуждение

Автомобильный транспорт так же является источником акустического шума. Работа двигателя внутреннего сгорания автомобиля всегда сопровождается акустическим излучением. Поэтому акустическое поле может быть использовано для решения задач обнаружения и распознавания автомашин. Среди механизмов генерации акустических волн можно выделить два. Один из них обусловлен вибрациями двигателя, связанными с неуравновешенностью сил инерции силового агрегата (принципиальный недостаток двигателей внутреннего сгорания), и пульсациями крутящего момента, другой – колебаниями (в основном вертикальными) трёх основных частей автомобиля: двигателя, подрессорной массы (кузова) и не подрессорной массы (колёса в сборе с осями), вызванными движением по неровностям дороги. Основной источник акустического излучения машины обусловлен пульсациями давления, создаваемыми отработанными в цилиндрах двигателя газами.

Для приближённой оценки формы спектра акустического излучения примем, что на открытом конце выхлопной трубы осциллограмма пульсаций давления представляет из себя последовательность одинаковых прямоугольных импульсов, длительность которых τ=0,3T (T - период следования). Спектр такого сигнала линейчатый с огибающей функцией вида $\frac{\sin\chi}{\chi}$. Частоты спектральных составляющих определяются следующим соотношением (для четырехтактных двигателей):

$$F_k = N/2\ f_{дв}(2K+1),\ K=0,1,2\ldots \qquad (1)$$

где N – число цилиндров двигателя, $f_{дв}$ – частота вращения коленчатого вала.

Экспериментальные данные, соответствующие различным оборотам двигателя автомашины КАМАЗ 53228-15, представлены ниже.

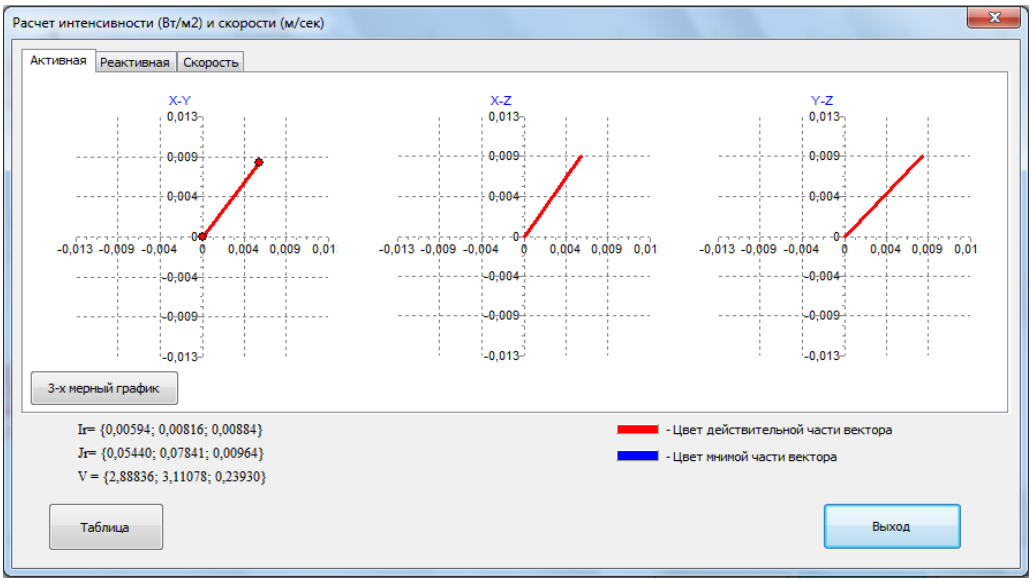
При проведении экспериментов использовался измерительный комплекс звуковой интенсиметрии для мониторинга транспортных потоков [13]. Комплекс состоит из интенсиметрической антенны, устройства сбора и хранения информации, программного обеспечения для обработки и анализа полученной информации. Технические требования к измерительному комплексу (в данной комплектации) в части выбора измерительных диапазонов основаны на информации, представленной в [14, 15].

В результате экспериментальных исследований было установлено, что спектры акустических сигналов автомобиля КАМАЗ линейчатые. Однако, кроме составляющих, частота которых соответствует соотношению (1), спектры имеют составляющие на частотах $f<f_{дв}$. Это явление может быть связано с модуляцией последовательности импульсов давления (амплитудной, частотной или фазовой). Несоответствие амплитуд спектральных составляющих огибающей $\frac{\sin\chi}{\chi}$, связано, по-видимому, с резонансными свойствами выпускного коллектора, глушителя и выхлопной трубы. Экспериментальные результаты показывают, что амплитуды спектральных компонент зависят от оборотов двигателя. Однако на всех режимах

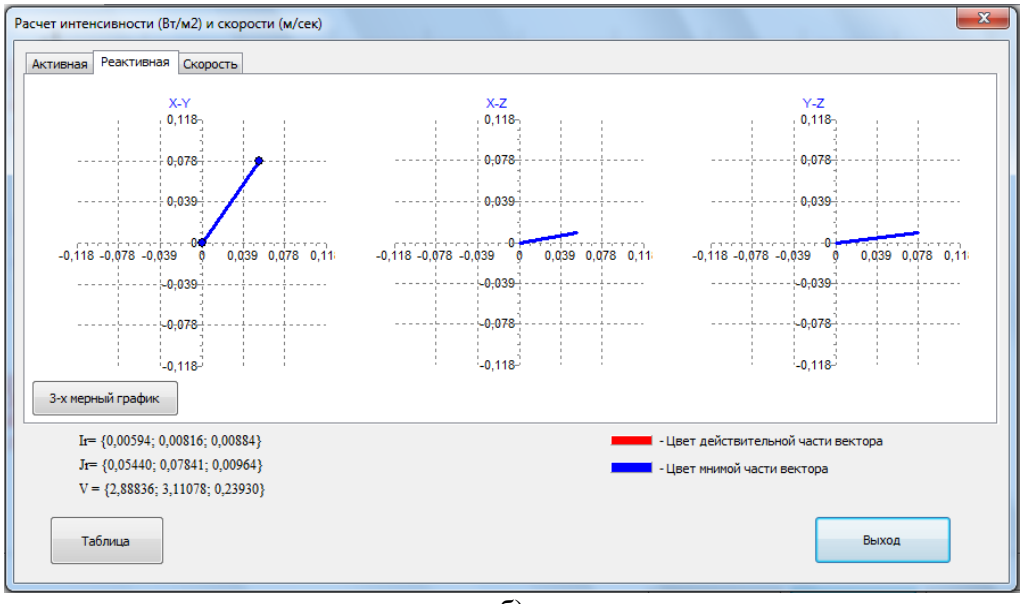
максимальные спектральные составляющие находятся в инфразвуковом и низкочастотном звуковом диапазонах (3-300 Гц).

В условиях эксперимента исследования акустического излучения автомашины КАМАЗ, движущейся со скоростью 60 км/час, показали, что спектр акустического сигнала представляет собой ряд эквидистантных линий. Частоты и амплитуды гармоник существенно зависят от режима работы двигателя. Форма огибающей спектра не совпадает с теоретически полученным результатом, что может быть связано с резонансами коллектора, глушителя и выхлопной трубы. Экспериментально определённая дальность обнаружения автомашины КАМАЗ по интегральному уровню акустического сигнала в полосе частот 3-300 Гц равна приблизительно 600 – 700 м (при уровне фона 70 дБ). Вариации акустического фона 56 – 75 дБ дают разброс дальности обнаружения от 300 до 800 м.

На рисунке 1 представлены типовые результаты обработки сигналов.



а)



б)

а) – действительная часть вектора; б) – мнимая часть вектора

Рис. 1. Графики сигналов

Заключение

Существующие акустическое измерительное оборудование и программное обеспечение позволяют решать конкретные задачи по мониторингу шума транспортных потоков, локализации и распознавания объектов повышенного шума в условиях многомерных акустических полей при стационарных и непериодических шумовых воздействиях в низкочастотной области.

Применение методов акустической интенсиметрии при изучении структуры звуковых полей транспортных потоков позволит получать дополнительную объективную информацию, которая может быть использована для организации загрузки автомобильных дорог и разработки мероприятий по снижению транспортного шума, защите населения от шума и улучшению экологической обстановки.

Список литературы

1. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Драган С.П. Актуальные проблемы защиты населения от низкочастотного шума и инфразвука // Технология гражданской безопасности. – 2015. – Т.12, № 1. – С. 90-96.

2. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Ахметзянов И.М., Шешегов П.М. Экологические аспекты безопасности жизнедеятельности населения, подвергающегося действию авиационного шума // Теоретическая и прикладная экология. – 2011. – № 3. – С. 97-101.

3. Зинкин В.Н. Современные проблемы производственного шума // Защита от повышенного шума и вибрации / Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2015. – С. 34-54.

4. Шатров М.Г., Яковенко А.Л, Кричевская Т.Ю. Шум автомобильных двигателей внутреннего сгорания. – М.: МАДИ 2014

5. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука // Защита от повышенного шума и вибрации / Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2013. – С. 177-198.

6. Буторина М.В., Минина Н.Н., Тюрина Н.В., Анисимов Е.П. Разработка шумозащитных мероприятий для автодорог с использованием технологий информационного моделирования // Защита от повышенного шума и вибрации / Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2017. – С. 69-78.

7. Полякова Т.Ю., Ильясов О.Р. Способы снижения транспортного шума. Мониторинг шуматранспортных потоков и способы защиты от него // Защита от повышенного шума и вибрации / Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2015. – С. 392-393.

8. Инженерная и санитарная акустика. Сборник нормативно-методических документов. – СПб.: Компания «Интеграл», 2008. (2 тома).

9. ГОСТ 30457-97 Определение уровней звуковой мощности источников шума на основе интенсивности звука. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1998.

10. Acoustic Intensity // International Congress on Acoustic Intensity. Organized by SETIM at Senlis, France. – 1985.

11. Rasmussen G. Intensity Measurements, collection of articles, Bruel&Kjer. – 1988.

12. Жуков А.Н., Иванников А.Н., Павлов В.И., Холодова С.В. Измерительный комплекс для регистрации энергетических параметров акустического поля

движущегося источника // Материалы семинара секции "Атмосферная акустика" Научного Совета АН СССР по проблеме "Акустика". – М., 1990. – Часть 2. – С. 42-46.

13. Евсевьев В.В., Пирожков М.В., Скиба С.П. Применение интенсиметрической антенны для мониторинга и локализации источника шума // Защита от повышенного шума и вибрации / Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2017. – С. 324-328.

14. Евсевьев В.В., Седухин А.И. Согласованная пара микрофонов для векторно-фазовых измерений // Международная конференция по борьбе с шумом и вибрацией «NOISE-93». СПб., 1993.

15. Петров С.А., Пирожков М.В. Измерительный комплекс «IntensRIO». – М.: ООО «ДиаТехЛаб», 2015.

УДК 534.7
OECD 1.06

Биомеханические основы повреждающего действия низкочастотных акустических колебаний

Зинкин В.Н.[1*]
[1]Профессор, Центрального научно-исследовательского института
Военно-воздушных сил Минобороны РФ, г. Щелково Московская область, Россия

Аннотация.
Одной из современных особенностей производственного шума является доминирование в шумовом спектре низкочастотного шума и инфразвука высокой интенсивности. Для характеристики этих диапазонов в научной литературе используется термин низкочастотные акустические колебания, что обусловлено близкими физическими свойствами и биологическим действием на организм человека и животных. Доказано, что инфразвук оказывает неблагоприятное действие на многие органы и системы человека и приводит к развитию заболеваний, в том числе профессиональных. Ряд биологических эффектов формируется за счет прямого механического взаимодействия акустических колебаний с анатомическими структурами тела человека. Длина акустической волны, ее интенсивность и спектр являются определяющими параметрами при формировании ответной реакции в организме человека. Взаимодействие низкочастотных акустических колебаний с анатомическими структурами тела необходимо рассматривать как связь двух механических систем, что приводит к развитию различных физических эффектов в тканях и органах, что может приводить к структурным повреждениям тканей, конформационным нарушениям, активации механорецепторов. Биомеханическое действие низкочастотные акустические колебания надо учитывать при нормировании и разработке средств защиты.
Ключевые слова: низкочастотные акустические колебания, механизмы действия, длина волны, уровень звукового давления, защита.

Biomechanical bases of damaging action of low-frequency acoustic oscillations

Zinkin V. N.
Professor, Central research Institute Air force of the Ministry of defence of the Russian Federation, Shchelkovo Moscow region, Russia

Abstract. *One of the modern features of industrial noise is the dominance of low-frequency noise and high-intensity infrasound in the noise spectrum. To characterize these ranges in the scientific literature, the term low-frequency acoustic oscillations is used, which is due to the close physical properties and biological effects on the human body and animals. It is proved that infrasound has an adverse effect on many human organs and systems and leads to the development of diseases, including occupational diseases. A number of biological effects are formed by direct mechanical interaction of acoustic oscillations with anatomical structures of the human body. The length of the acoustic wave, its intensity and spectrum are the determining parameters in the formation of the response in the human body. The interaction of low-frequency acoustic oscillations with anatomical structures of the body should be considered as a connection between two mechanical systems, which leads to the development of various physical effects in tissues and organs, which can lead to structural damage to tissues, conformational disorders, activation of mechanoreceptors. Biomechanical effect low-frequency acoustic oscillations should be taken into account in the regulation and development of protective equipment.*
Keywords: *low-frequency acoustic oscillations, mechanisms of action, wavelength, sound pressure level, protection.*

Введение

На протяжении эволюции человек подвергался действию различного вида механических колебаний, в том числе, акустических, что привело к формированию

[*]*Автор корреспондент: zinkin-vn@yandex.ru (Зинкин В.Н.)*

специфических структур в виде различных механорецепторов (тактильные, слуховые, проприо-, баро- и вестибулорецепторы) для восприятия внешних сигналов из окружающей среды. В зависимости от частоты акустических колебаний (АК) выделяют инфра-, ультра- и звуковой диапазоны. В основу такой классификации положено субъективное восприятие звука ухом человека, поэтому такое разделение носит условный характер. Под инфразвуком (ИЗ) принято понимать АК частотой ниже 16–20 Гц. К звуковому диапазону относят АК 20–20000 Гц, воспринимаемые человеческим ухом как тональные сигналы.

Наличие беспорядочных акустических колебания звукового диапазона, отличающиеся сложностью временной и спектральной структуры, воспринимаются ухом человека в виде шума. По преобладанию акустической энергии в той или иной части спектра шум делится на низкочастотный (до 250 Гц), среднечастотный (500–1000 Гц) и высокочастотный (2000–8000 Гц). К ультразвуку относят АК свыше 16000 Гц, которые ухо человек не воспринимает.

Шум занимает ведущее место среди неблагоприятных факторов производственной среды, а его действие приводит к снижению работоспособности, увеличению общей и профессиональной заболеваемости. Несмотря на большое количество научных данных о действии шума на организм человека и животных, широкая распространенность шума в промышленности и на транспорте, увеличение экономических потерь за счет роста заболеваемости лиц «шумовых» профессий, недостаточная эффективность средств защиты от шума и мероприятий по профилактике шумовой патологии, расширение негативного влияния шума на окружающую среду и население обусловливают необходимость продолжения исследований по изучению шумовой патологии и ее профилактики [1–3].

Производственный шум, создаваемый при эксплуатации техники и транспортных средств, производственного оборудования представляет собой АК в широком диапазоне от инфразвукового до ультразвукового. В настоящее время удельный вес промышленных предприятий, не отвечающих санитарно-эпидемиологическим требованиям по уровню звука, составляет 31,3%, а удельный вес рабочих мест – 24,63 %. Уровни звука, генерируемые производственным оборудованием, достигают 92–95 дБА и более, а шум от специализированных транспортных средств, применяемых в данных отраслях, достигает свыше 87 дБА (при норме 80 дБА). Главными причинами превышения уровней звука на рабочих местах являются несовершенство технологических процессов, конструктивные недостатки технологического оборудования, их физический износ и невыполнение плановых ремонтов, недостаточная ответственность работодателей и руководителей производств за состояние условий и охраны труда. Установлена четкая тенденция увеличения доли низкочастотных и инфразвуковых АК в спектре производственного шума. Результаты исследований показывают, что если уровни звука составляют около 90–100 дБА, то можно ожидать присутствие ИЗ с уровнем звукового давления (УЗД) 100–107 дБ [4–8].

К наиболее неблагоприятным акустическим параметрам относят уровень звука (особенно свыше 100 дБА), колебание во времени (непостоянный и импульсный шум), длительное и непрерывное действие в течение рабочей смены, большой стаж работы с шумом, преобладание в спектре высоких частот (2000–6000 Гц) и наличие ИЗ. Показано, что сочетание ряда перечисленных параметров сопровождается усилением неблагоприятных эффектов от шума [9, 10].

На основании вышеизложенного к современной особенности производственного шума можно отнести высокую частоту встречаемость в спектре шумов низкочастотных и инфразвуковых частот высокой интенсивности (УЗД свыше 100 дБ).

Несмотря на проводимые мероприятия по борьбе с шумом, это не приводит к снижению заболеваемости, поэтому уровень экономических потерь от шума продолжает

оставаться на высоком уровне. Такая ситуация требует постоянного контроля за профилактикой вредного действия шума.

В научной литературе, посвященной биологическому действию шума, наряду с традиционными терминами стал активно использоваться термин низкочастотные акустические колебания (НЧАК). Как правило, в этот диапазон включают АК частотой ниже 250 Гц, то есть в него входят ИЗ и низкочастотный шум (НЧШ). Объединение обоих диапазонов обосновывается наличием близкого физического подобия параметров (большая длина волны, низкое затухание и др.) и схожих биологических эффектов (ауральные и экстраауральные) при действии на организм человека и животных [4, 7, 11].

История изучения биологического действия ИЗ исчисляется несколькими десятилетиями. Наибольший вклад в изучение его действия внесли отечественные ученые (Андреева-Галанина Е.Ц., Карпова Н.И., Артамонова В.Г., Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Свидовый В.И., Гусаров Д.В., Ахметзянов И.М. и др.) [5, 7]. Было показано, что ИЗ оказывает неблагоприятное действие на многие органы и системы человека. На основании полученных данных он был включен в перечень вредных производственных факторов [Приказ Минздравсоцразвития от 16.08.2004 г. № 83] и определен перечень профессиональных заболеваний, обусловленных его действием [Приказ Минздравсоцразвития от 27.04.2004 г. № 417н].

В тоже время необходимо отметить, что научных публикаций о механизме действия ИЗ недостаточно, и они носят фрагментарный характер. Это обстоятельство, а также некоторые физические особенности НЧАК создают трудности в разработке средств защиты [4, 6, 11–15].

Цель работы: обосновать механизмы повреждающего действия НЧАК на человека, обусловленные механическим взаимодействием АК с анатомическими структурами.

Шум, являясь общебиологическим раздражителем, воздействует на многие органы и системы организма. При его воздействии на человека развиваются физиологические изменения, которые зависят от конкретных условий, таких как уровень и интенсивность шума, продолжительность воздействия, индивидуальные свойства человека (возраст, пол, психотип личности) и др. При определенных условиях действие шума может приводить и к развитию патологии, в первую очередь со стороны органа слуха. Физиологические и патологические эффекты, вызываемые влиянием шума, принято подразделять на две группы: специфические (ауральные) проявления в органе слуха, и неспецифические (экстраауральные), проявления в других органах и системах.

1. Воздействие НЧАК на орган слуху (ауральные эффекты)

Восприятие звука ухом человека обусловлено уровнем звука (L_A) и длиной акустической волны (λ). Установлено, что чувствительность уха падает с уменьшением частоты звука. Для сближения результатов объективных измерений к субъективному восприятию используют стандартные значения коррекции уровня звука ($_{\Delta}L_A$). В области низких частот (<250 Гц) величина $_{\Delta}L_A$ достигает значимых величин (от 8,6 дБ до 42 дБ), тем самым показывая снижение значимости слухового анализатора в формировании ответной реакции организма человека при действии низких частот звукового диапазона. С нашей точки зрения, это явилось основанием для установления достаточно высоких значений предельно допустимых уровней звукового давления для октавных полос со среднегеометрической частотой 31,5 Гц (107 дБ) и 63 Гц (95 дБ) в соответствии с СанПин 2.2.4.3359–16.

Долгое время существовало мнение, что АК в инфразвуковой части спектра лежат за пределами слухового восприятия человека. Однако, в настоящее время установлено, что ИЗ воспринимается не как чистые тоны, а как сочетание слуховых и тактильных

ощущений, и сопровождается ощущением давления (пульсации) в среднем ухе, щекотания и массажа барабанной перепонки. По-видимому, восприятия ИЗ происходит за счет гармоник, возникающих в результате деформаций в среднем и внутреннем ухе. Подтверждением могут являться данные теоретических и экспериментальных исследований, показавших способность НЧАК вызывать одномоментное смещение всего столба жидкости улитки. Наблюдаемая многими авторами "ритмическая функциональная пульсация ядер" рецепторных слуховых клеток не только в апикальной части, но и других отделах спирального органа, еще больше склоняет к данной точке зрения [4, 6, 16, 17].

Установлены пороги слышимости НЧАК: для 100 Гц они составляет около 40 дБ, а для 1 Гц – 140 дБ. Длительное действие НЧШ и ИЗ приводит к увеличению порога слышимости преимущественно в области низких и средних частот (125 – 500 Гц). При средне- и высокочастотных шумах повышение порогов слышимости начинается с 4 – 6 кГц. Это необходимо учитывать в связи с тем, что максимум речевых частот находится в области 500 – 2000 Гц, поэтому развитие нарушений слуха у человека в низком и среднем диапазонах могут привести к затруднению понимания речи, что является прогностически неблагоприятным фактором в социальном плане [5, 7].

Ощущение избыточного давления в ухе при действии НЧАК появлялось приблизительно при уровне звукового давления (УЗД) 130 дБ, дальнейшее увеличение приводило к появлению у человека гиперемии барабанной перепонки, а при УЗД свыше 150 дБ у некоторых испытуемых появлялось чувство боли в ухе. Этот порог следует рассматривать в качестве критерия предела выносливости механической системы при воздействии ИЗ. Механическое повреждение органа слуха у человека, предполагается, будет иметь место при уровнях свыше 160 дБ [18, 19].

В определенной степени ухо человека защищено от акустического повреждения благодаря рефлексу среднего уха, или рефлексу стремени. В норме этот рефлекс срабатывает при УЗД 75 – 90 дБ и имеет собственный латентный период реакции 25 - 100 мс. Поэтому он быстрее проявит свое действие при более длительных импульсах (низкочастотных), чем коротких (высокочастотных). Сокращение стременной мышцы увеличивает импеданс проводящих механизмов, чем достигается аттенуация (снижение) приблизительно на 15 – 20 дБ на низких и средних частотах.

Исследования лиц, длительно подвергавшихся в условиях производства влиянию НЧАК при уровне от 100 до 130 дБ, показали наличие у некоторых из них анатомических изменений барабанной перепонки, а также повышение постоянного порога слышимости.

Таким образом, приведенные данные свидетельствуют о том, что высокоинтенсивные НЧАК способны оказывать неблагоприятное прямое действие на орган слуха вплоть до его механического повреждения.

Передача звука к структурам органа слуха осуществляется двумя путями – воздушным и костным. В последнем случае при низкой частоте стимула череп колеблется как единое целое с увеличением частоты колебаний отдельных его частей в противофазе. Такой инерционный тип костного проведения отмечается при действии звуков с относительно большой λ, когда размеры головы (расстояние от уха до уха приблизительно около 30 см) становятся меньше λ, что соответствует частоте менее 1000 Гц. При частоте акустической волны более 1000 Гц череп колеблется не синфазно, а по-разному в отдельных своих частях, поэтому происходит компрессия всей лабиринтной капсулы и перилимфа подвергается давлению, отражающемуся на положении стремени и мембраны окна улитки. Такой тип костного звукопроведения получил название компрессионного, и он в отличие от инерционного типа обусловлен различиями в подвижности окон, что имеет важное значение в диагностической интерпретации результатов аудиометрии при костном звукопроведении. Независимо от типа костного пути передачи это приводит к возникновению бегущей волны на базилярной мембране с последующим развитием слуховой рецепции. Если при не высоких уровнях звука передача стимула за счет костной проводимости мала, то при высоких уровнях она возрастает, усугубляя вредное действие

на человека. Нормальные пороги костной проводимости примерно на 35 – 40 дБ выше воздушных [20].

В соответствии с СанПин 2.2.4.3359–16 при уровнях звука выше предельно допустимого (80 дБА) на рабочих местах необходимо применять в обязательном порядке противошумы для защиты органа слуха, которые перекрывают воздушный канал поступления звука. При высоких уровнях звука требуется защита и костных структур головы, что осуществляется с помощью противошумного шлема. Пороговой величиной его применения должен быть уровень звука выше 115 – 120 дБА (ПДУ звука 80 дБ + порог костной проводимости 35 – 40 дБ). В тоже время наличие в спектре шума НЧАК УЗД свыше 90 – 100 дБ является основанием применения средств защиты головы (противошумного шлема).

2. Неспецифические эффекты (экстрааауральные) НЧАК

Влияние длины акустической волны (эффект дифракции). Важное место во взаимодействие АК и тела человека отводится λ. В таблице 1 показано соотношение λ с различными антропометрическими данными человека.

Таблица 1

Соотношение длины акустической волны с различными антропометрическими данными человека

Исследуемый параметр	**Инфразвук (частота 2– 20 Гц)**	**Низкочастотный шум (частота 31,5 – 250 Гц)**
	λ = 170 – 17 м	λ = 11 – 1,4
Отношение длина волны / рост человека (~1, 8 м)	100 – 10	6 – 1
Отношение длина волны / туловище человека (~0,8–1,0 м)	212 – 21	14 – 2
Отношение длина волны / голова человека (~0,3 м)	700 – 70	40 – 5

Из табл. 1 следует, что рост человека и туловище человека (грудная клетка и брюшная полость) соизмеримы с λ от 250 Гц и ниже, а голова человека – от 1000 Гц и ниже. Соизмеримость длины падающей λ с препятствием на пути ее распространения позволяет огибать препятствие без изменения параметров волны, то есть происходит дифракция, что создает возможность одновременно воздействовать на голову и тело человека. Такое явление обеспечивает равномерное сжатия и разряжения всей поверхности тела человека с последующим возбуждением поверхностных тканей и формированием вторичных волновых процессов во внутренних органах и структурах. Данный феномен обеспечивает механизм прохождения НЧАК в тело человека.

Как видно, большая λ и соизмеримость ее с антропометрическими показателями человека обеспечивает сходство между ИЗ и НЧШ при действии их на человека, что позволяет прогнозировать близкий характер общих ответных реакций при механическом взаимодействии АК и тела человека [5, 12].

Резонанс. Широкое распространение в работах, посвященных действию ИЗ получила резонансная теория, в основу которой было положено совпадение резонансных частот тела человека с частотой падающей λ [18, 19]. При этом авторы приводят резонансные частоты для организма в целом и для отдельных органов, полученные при действии общей вибрации. Однако в случае НЧАК система оказывается более жесткой, чем при действии общей вибрации, и основной резонанс системы "грудная клетка/брюшная полость" отмечается в частотном диапазоне 40 – 60 Гц вместо 4 – 8 Гц в случае действия вибрации (см. табл. 2).

Таблица 2
Основные резонансные частоты тела человека

Органы и части тела человека	Резонансная частота, Гц
Все тело	3 – 6; 4 – 8; 5 – 12
Внутренние органы	10 – 100
Грудная клетка/брюшная полость	40 – 60
Голова	8 – 27
Грудная клетка	2 – 12; 5 – 8; 4 – 8
Брюшная полость	2 – 14; 3 – 4
Глазные яблоки	12 – 27

Из табл. 2 следует, что резонансные частоты для человека находятся в частотном диапазоне НЧАК. Для подтверждения вышеизложенных данных нами были проведены исследования в лабораторных условиях. Прямые измерения параметров АК непрерывных (УЗД 90 – 135 дБ частотой ниже 100 Гц) и импульсных с максимумом спектра в области 20 – 30 Гц проведены путем размещения биообъектов внутри камеры и введения акустического датчика в грудную полость и полость черепа. Исследования показали, что АК независимо от способа генерации, частоты следования, амплитуды давления и длительности импульса проникают в грудную полость и полость черепа животных без существенных изменений амплитудно-частотных характеристик падающей на биообъект волны. Коэффициент трансформации акустического сигнала (параметр снаружи/параметр внутри) колебался в диапазоне у наркотизированных животных 0,78 – 1,45. Не выявлено различий в прохождении АК между собакой и кроликом.

Грудную клетку животных и человека следует рассматривать как замкнутую малую оболочку, которая не является препятствием для проникновения НЧАК независимо от способа их генерации и не изменяет амплитудных, временных и спектральных характеристик падающей волны. Не выявлено межвидовых отличий прохождения НЧАК в грудную клетку, а также резонанса. Основным путем проникновения НЧАК в грудную полость является ее наружная поверхность.

Увеличение объема легких приводит к ухудшению проникновения акустических волн в грудную клетку. Необходимо принимать во внимание тот факт, что для волн малой амплитуды (Р ± < 10 кПа) существенно влияние дыхания на величину результирующего давления в грудной клетке. Результирующее колебание внутри грудной полости, кроме параметров падающей волны, зависит от амплитуды и фазы давления, обусловленного дыханием. Отсюда следует, что колебания грудной полости достигают максимальной амплитуды при совпадении максимумов амплитуд указанных явлений. В случае разряжения внутри грудной клетки, амплитуда падающей волны будет уменьшаться на величину разряжения. Из этого следует, что на прохождение падающей волны для волн малой амплитуды импульсных НЧАК существенно влияние оказывают фазы дыхания, а для непрерывных – объем легких.

Изучение прохождения НЧАК в полость черепа животных показало, что параметры (амплитудные, временные и спектральные), измеренные в черепе, практически полностью совпадают с аналогичными параметрами, падающей волны, независимо от способа ее генерации (импульсная или непрерывная). Также не выявлено межвидовых различий в прохождении НЧАК в полость черепа и не установлен резонанс. Основным путем проникновения НЧАК в череп являются, по-видимому, сосуды и спинномозговой канал. Не выявлено резонанса в полостях и межвидовых отличий прохождения АК.

Таким образом, грудную клетку и череп следует рассматривать как замкнутую оболочку, которая не является препятствием для проникновения НЧАК.

Резона́нс (фр. resonance, от лат. resono «откликаюсь») – это частотно-избирательный отклик колебательной системы на периодическое внешнее воздействие,

который проявляется в резком увеличении амплитуды стационарных колебаний при совпадении частоты внешнего воздействия с определёнными значениями, характерными для данной системы. Понятие резонанс имеет свои особенности в зависимости от области применения (электроника, СВЧ, оптика и др., в том числе и акустика). В научной литературе периодически делаются попытки использовать термин резонанс по отношению к биообъектам, в том числе и при воздействии механических колебаний. Считаем, что в таком случае надо более корректно использовать этот термин, например «биологический резонанс». При этом необходимо учитывать то, что биологические ткани и органы в большинстве случаев имеют высокую гетерогенность, содержат большое количество жидкости (кровь, лимфа, вода), обладают достаточной упругостью и пластичностью, происходят циклические колебания формы и объема в пространственно-временном континууме жизнедеятельности и др. Наличие указанных факторов оказывает серьезное негативное влияние на добротность биологических структур и создает трудности для возникновения акустического резонанса.

Таким образом, область резонансных частот для ряда анатомических образований и органов человека находится в частотном диапазоне НЧАК. Это обуславливает сходство между ИЗ и НЧШ, что позволяет прогнозировать близкий характер общих ответных реакций при механическом взаимодействии АК с телом человека [9, 12].

Распространения упругих волн. Дифракционная способность НЧАК приводит к тому, что человек подвергается равномерному избыточному переменному давлению с частотой падающей λ и происходит формирование упругих волн в различных структурах тела. При невысоких УЗД (до 100 дБ) только ухо человека воспринимает действие λ за счет деформации (смещения) барабанной перепонки.

При УЗД свыше 100 дБ колебательная скорость частиц достигает величин 0,01 м/с и приводит к возбуждению мехонорецепторов. Возбуждение последних формируют у человека субъективное чувство вибрации тела, головы и внутренних органов. Поэтому при воздействии на человека акустических полей высоких уровней часто используется термин «воздушная вибрация» [24]. При УЗД свыше 140 дБ можно прогнозировать развитие болевых ощущений, в первую очередь, в области барабанных перепонок и внутренних органах [7, 12].

В лабораторных испытаниях установлено, что порог вибротактикальной чувствительности у человека соответствует их уровню 100 – 110 дБ [21]. Увеличение УЗД свыше 125 дБ вызывает ощущение "воздушной вибрации" всего тела [22]. Доказательством этого являются экспериментальные исследования с испытателями, когда облучению АК (частотой 125 и 350 Гц при УЗД 125 дБ) подвергались обнаженная грудь, живот и руки, при этом уши и голова были надежно защищены шлемом. После воздействия отмечено повышение порога вибротактильной чувствительности, а также уровня артериального давления и ухудшение показателей психофизиологических тестов. Кроме того, эти лица предъявляли жалобы на усталость, головную боль, нарушение сна и ощущение вибрации отдельных участков тела и внутренних органов. Последнее явление объяснили активацией интеро- и проприоцепторов. Убедительно доказана роль механорецепторов в восприятии НЧАК исследованиями, выполненными на генетически глухих людях или мышах и на животных с двусторонне разрушенным органом слуха. В результате было установлено ухудшение ряда физиологических показателей, в том числе и физической работоспособности. При УЗД свыше 140 дБ наблюдаются болевые ощущения, в первую очередь, в области барабанных перепонок и внутренних органах.

В лабораторных экспериментальных исследованиях на крысах показано изменение импульсной активации седалищного нерва, что свидетельствовало о непосредственном восприятии механорецепторами НЧАК [12].

Таким образом, полученные данные убедительно показывают, что НЧАК оказывают прямое воздействие на механорецепторы, что лежит в основе формирования биологических эффектов (болевых, тактильных, пространственной ориентации).

Невысокая скорость распространения в тканях упругих волн при низкой частоте их следования ведет к появлению волн, соизмеримых с размерами клеток или клеточных органелл. Величина деформационных сдвигов при распространении АК зависит не только от УЗД, но и находится в обратной зависимости от частоты. При низких частотах (ниже 250 Гц) и высоких УЗД она достигает нескольких миллиметров, а при ИЗ – нескольких сантиметров. Это может вызывать синхронизированные конформационные изменения макромолекул, а значит приводить к изменению размеров и формы клеточных органелл. Деформационные сдвиги в биологических структурах могут приводить к структурным нарушениям в виде тканевых и висцеральных повреждений. Кроме того, этому способствует и то обстоятельство, что тело человека состоит из тканей, имеющих большую разницу в механических свойствах [5] (см. табл. 3).

Таблица 3

Величина скорости звука и удельной плотности биологических тканей человека

Биологическая ткань	**Скорость звука, м/с**	**Удельная плотность, кг/м^3**
Кость	3300	1920
Кровь	1590	1048 – 1066
Кожа	1610	1093 – 1121
Вода	1500	1000
Легкие	70	260

Поэтому на границе раздела тканей с высокой разницей плотности (воздух/ткань, воздух/жидкость, жидкость/ткань) при прохождении АК по тканям будут возникать повышенные механические напряжения вплоть до структурных повреждений органов (легкие, головной мозг, сердце) и сосудов, особенно мелких [12]. Этим механизмом можно объяснить появление точечных и мелких кровоизлияний в органах и тканях при остром воздействии высокоинтенсивных НЧАК. При длительных воздействиях повышенная механическая нагрузка приводит к нарушению вплоть до разрушения коллагеновых и эластических волокон, составляющих структурную основу органов и тканей. Это находит свое подтверждение при экспериментальных исследованиях [23].

Вестибулярные эффекты. Воздействие НЧАК наряду с изменениями слухового анализатора имеются также нарушения вестибулярного аппарата. Определенным объяснением этому является близкое анатомическое расположение ушного лабиринта и спирального органа и, по-видимому, нахождение области собственных частот этих органов в диапазоне 2 – 20 Гц. В лабораторных условиях влияние НЧАК свыше уровня 100 дБ, по данным некоторых авторов, вызывало у испытуемых появление субъективных ощущений (головокружение, тошноту, нарушение равновесия) в состоянии с объективными признаками (снижением статокинетического равновесия, нистагма), что убедительно свидетельствовало о нарушении функции вестибулярного анализатора. По другим источникам, указанные вестибулярные нарушения появляются только при УЗД 140 – 155 дБ. К тому же наличие функциональных сдвигов нуклеиновых кислот в рецепторных клетках полукружных каналов у морских свинок после одно- и многократных воздействий инфразвука (8 и 16 Гц при УЗД 90 – 120 дБ) указывало на возможность истощения в них энергетических и пластических ресурсов по типу утомления [16, 17].

Клиническое обследование рабочих, систематически подвергавшихся влиянию НЧШ в производственных условиях, выявило у них повышенную возбудимость вестибулярного аппарата.

Механизм возбуждения рецепторных структур вестибулярного анализатора некоторые авторы [16, 17, 22] объясняют энергией НЧАК, которые вызывают

перемещение жидкости и образование вихревых потоков в лабиринте. Другие этот эффект связывают с резонансным возбуждением клеток, структур внутреннего уха, возможно, и отолитов в результате непосредственного действия на них АК. Кроме того, данные расстройства могут иметь и центральное происхождение из-за нарушения корково-подкоркового и стволового взаимодействия, тем самым создаются условия для формирования соматических и вегетативных рефлексов.

3. Обсуждение

На основании натурных и лабораторных исследованиях показано, что НЧАК вызывают у человека и животных слуховые (ауральные) и неспецифические (экстраауральные) эффекты. Воздействие НЧАК на различные органы надо, в первую очередь, рассматривать с позиции взаимодействия механических систем, так как они, проникая в тело человека, оказывают прямое воздействие на все органы. С нашей точки зрения, среди всех органов и тканей легкие находятся в наиболее неблагоприятных условиях, что обусловлено следующим:

- наличие воздушного сообщения с окружающей средой дает возможность НЧАК проникать в легкие не только через поверхность тела, но и большие воздухоносные пути;
- воздушность органа и сложное морфологическое строение из тканей различной плотности создают значительную акустическую неоднородность и приводят к возникновению деформаций на границе раздела сред с разными акустическими импедансами;
- большая наружная и огромная внутренняя поверхность легких по сравнению с другими органами позволяет им поглощать большое количество звуковой энергии;
- соответствие частоты собственных колебаний грудной клетки и легких частотному диапазону НЧАК дает возможность возникновения резонансных явлений в органе при действии внешних механических колебаний, что может быть ведущей причиной структурных нарушений.

В результате выполнения экспериментальных работ было показано, что параметры НЧАК (УЗД, частота, длина и площадь импульса), измеренные снаружи и внутри грудной клетки и черепа животных отличаются незначительно. Полученные данные позволяют утверждать, что НЧАК оказывают прямое действие на легкие, головной мозг и другие внутренние органы. Известно, что при распространении акустических волн в среде возникают и механические деформации, распространяющиеся со скоростью, зависящей от упругих свойств и плотности среды. При распространении акустической волны происходит перенос энергии упругой деформации. Основываясь на результатах исследований зарубежных и отечественных авторов [12, 14], можно выделить три группы тканей в организме человека и животных, различающихся по акустическим свойствам. К первой группе относится костная ткань (по своим акустическим свойствам близкая к твердому телу, например, металл), в которой скорость продольной акустической волны достигает 2500 – 4500 м×с$^{-1}$.

Вторая группа биологических тканей (кожа, селезенка, мышечная ткань, мозг, печень, почки) и жидкостей (кров, ликвор) по своим акустическим свойствам имеет сходство с водой, где скорость звука равна 1500 м×с$^{-1}$. Максимальное отклонение от среднего значения составляет для этих тканей всего лишь 7 – 10 %, что обусловливает прохождение акустической волны через их границу с малыми потерями.

Легкие вошли в третью группу тканей, скорость акустической волны в них значительно меньше, чем в первых двух группах, и по данным разных авторов составляет менее 70 м×с$^{-1}$ из-за анатомо-морфологических особенностей органа дыхания. Легкие представляют собой сложную структуру, где 10 % их объема занимают большие воздухоносные пути и кровеносные сосуды и 90 % – паренхима, которая состоит из альвеол, альвеолярных ходов и мешочков, капилляров, артериол и венул [25–27].

В результате высокого содержания в легких воздуха они имеют значительно меньшую плотность (0,26 г×мл$^{-1}$), чем другие ткани. Скорость звука в них D.A. Rice /1983/ предложил определять по формуле:

$$C = (B/p), \quad (1)$$

где С – скорость звука, м×с$^{-1}$; В – объемная жесткость, Па; р – плотность, кг×м$^{-3}$.

Из-за малой скорости звука в легочной ткани длина волны акустического сигнала при умеренно высоких частотах (~единицы кГц) может оказаться соизмеримой с размерами клеток или клеточных органелл. Это может привести к синхронизированным конформационным колебаниям макромолекул, а значит и к изменению размеров и формы клеточных органелл, то есть к повреждению клеток.

К тому же легочная паренхима представляет сложный материал с высокой акустической неоднородностью. Так, эластический каркас и сосудистое русло имеют близкий акустический импеданс – 144000 кг*м$^{-2}$*с$^{-1}$, а воздух – только 440 кг*м$^{-2}$*с$^{-1}$ [24]. Кроме того, акустические волны с различной скоростью могут распространяться через легкие по нескольким путям: большим воздухоносным путям, кровеносным сосудам и паренхиме. Большое различие в скорости звука и акустических импедансах в тканях легких, а также между легкими и близлежащими анатомическими образованиями приводит к очень сильному рассеянию акустической волны на границе с высоким нелинейным отношением нагрузка–напряжение, появлению волн отражения, рефракции, фокусирования и в зависимости от интенсивности акустического поля кавитации. Все перечисленные явления необходимо рассматривать в качестве механизмов, приводящих к механическому повреждению анатомических структур легких.

Заслуживают внимания результаты экспериментальных исследований, в которых было доказано появление кавитации в жидкостях при облучении НЧАК (10 – 200 Гц). Как правило, возникает два типа кавитационных пузырьков – мелкие сферические и большие деформированные пузырьки. Движение и расщепление пузырьков первого типа сопровождается преобразованием акустической энергии в энергию пластической деформации или возникновением химических реакций с образованием высоко агрессивных радикальных продуктов расщепления H_20. С активностью пузырьков второго типа может быть связано появление акустических микропотоков, высоких сдвиговых напряжений и механических разрушений [28].

Существует несколько гипотез возникновения и развития кавитации в жидкости и тканях. При распространении акустических колебаний небольшой интенсивности в реальной жидкости присутствующие в ней микропузырьки начинают пульсировать синфазно с полем. Возникновение химических реакций и механических повреждений связано с повышением интенсивности АК. В некоторый момент, называемый порогом развитой кавитации, спонтанно возникает какой-либо один (или несколько) из перечисленных эффектов. Установлено, что при интенсивностях акустических полей <150 дБ в исследуемом объеме может присутствовать 1-2 пузырька второго типа, а при интенсивности 160 дБ число мелких пульсирующих пузырьков может превышать число крупных пузырьков на 1 – 2 порядка и более.

Из вышеизложенного следует, что НЧАК, свободно проникая в грудную клетку, оказывают прямое действие на легкие. Морфологические особенности органа дыхания способствуют распространению этих АК в нем в виде упругих колебательных волн с небольшой скоростью, что может усилить конформационные колебания макромолекул вплоть до повреждения клеток. Акустическая неоднородность легких по сравнению с другими органами, в том числе и головным мозгом, приводит к появлению более высоких деформационных нагрузок при действии НЧАК. Известно, что деформация бывает упругой (обратимой) или пластической (необратимой). Поэтому в одном случае орган или его элементы, отреагировав деформацией на акустическое воздействие, сохраняют свою

конструкцию (физическую структуру), в другом случае происходит их деструкция. В сложной гетерогенной системе, какой являются легкие, можно ожидать проявление различных видов деформации, которая определяется, в первую очередь, акустическими особенностями, а те, в свою очередь, обусловлены механическими свойствами тканей (прочностью, упругостью, эластичностью), как внутри органа, так и между органом и окружающей его средой. Пластическая деформация должна наблюдаться, во-первых, на границе раздела сред ткань/воздух, то есть на субплевральной поверхности легких и в альвеолах, а во-вторых, в механически наиболее слабых участках. Известно, что в органах, обладающих "сосудисто-соединительнотканным" скелетом, таковым является сосудистое и прежде всего капиллярное русло. С увеличением интенсивности акустического поля возрастает вероятность появления не только деформации, но и кавитации, что приводит к еще большему деструкции легочной паренхимы. При длительном (хроническом) акустическом действии умеренной интенсивности превалирует упругая деформация, что приводит к постоянному механическому напряжению в различных отделах легких, накоплению остаточной деформации и постепенному разрушению легочного каркаса и к развитию эмфиземы легких [7, 11, 12].

Таким образом, доказано, что НЧАК изменяют биомеханическое состояние живой системы, вызывая акустическое напряжение в гетерогенных средах и деформацию в органах в целом и (или) отдельных его участках. При этом биологический эффект воздействия НЧАК определяется как физическими критериями (интенсивность, длительность, частота), так и особенностями конструкции (структуры) облучаемых органов. Наличие столь многих реально взаимодействующих элементов, определяющих эффект акустического взаимодействия, требует в каждом конкретном случае детального их учета для объективной оценки условий и прогнозирования эффекта воздействия НЧАК на организм. Механическое повреждение вызывает нарушение целостности структуры ткани, клеток, субклеточных и межклеточных структур. Специфическим повреждениям клеток обычно сопутствуют и общие неспецифические проявления повреждения (нарушение проницаемости, повреждение липидных компонентов клеточных и субклеточных мембран, изменение активности внутриклеточных ферментов и др.).

Прямым доказательством подтверждения вышеизложенных механизмов действия являются экспериментальные работы, в котором показано, что НЧАК способны вызывать в ряде органов (головном мозге, сердце, печени и др.) морфофункциональные нарушения вплоть до структурных повреждений тканей и сосудов [7, 12].

Заключение

НЧАК являются разновидностью акустических колебаний, с которыми приходится сталкиваться человеку в процессе жизнедеятельности, особенно в условиях индустриализации развития общества. Ряд их физических особенностей формируют специфические особенности при взаимодействии с человеком.

НЧАК взаимодействуют с органами и тканями человека как механические системы, что приводит к развитию каскада физических эффектов (дифракции, резонансу, деформации, возбуждению механических рецепторов) с последующим формированием физиологических и патологических реакций вплоть до структурных нарушений.

АК инфразвукового и низкочастотного звукового диапазона имеются сходство в механизмах действия на крупные биообъекты (человек, собака и др.), что позволяет рассматривать их как общую совокупность с термином НЧАК.

Биомеханические механизмы действия ИЗ и НЧШ, в первую очередь возможность прямого воздействия на органы и ткани, необходимо учитывать при нормировании.

Одновременное воздействие на человека НЧАК и шума (например, при действии шума аэродинамического происхождения) может приводить к усилению негативных эффектов каждого их них.

НЧАК вызывают неблагоприятные ауральные и экстраауральные эффекты, что требует разработки специальных видов и средств защиты тела и головы – экстраауральные противошумы (противошумный жилет и противошумный шлем) [29–31]. Основанием для их применения является наличие в спектре шума НЧАК при УЗД свыше 90 – 100 дБ и высокоинтенсивного шума при уровнях выше 115 – 120 дБА.

Список литературы

1. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Прокопенко Л.В. Человек и шум. – М.: ГЕОТАР-МЕД, 2001. – 384 с.

2. Иванов Н.И., Шашурин А.Е., Буторина М.В. Законодательное урегулирование в области шума в Российской Федерации: недостатки и пути улучшения // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. – СПб., 2017. – С. 15-24.

3. Зинкин В.Н. Современные проблемы производственного шума // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. – СПб., 2015. – С. 36-56.

4. Карпова Н.И., Малышев Э.Н. Низкочастотные акустические колебания на производстве. – М.: Медицина, 1981. – 192 с.

5. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием. – СПб., 2013. – С. 177-198.

6. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Куралесин Н.А. и др. Инфразвук как фактор риска здоровью человека (гигиенические, медико-биологические и патогенетические механизмы). – Воронеж, 1998. – 275 с.

7. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Орихан М.М. Инфразвук как вредный производственный фактор // Безопасность жизнедеятельности. – 2013. – № 9. С. 2-9.

8. Жданько И.М., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Фундаментальные и прикладные аспекты профилактики неблагоприятного действия авиационного шума // Авиакосмическая и экологическая медицина. – 2014. – Т. 48, № 4. – С. 5-16.

9. Ахметзянов И.М., Зинкин В.Н., Петреев И.В., Драган С.П. Гигиеническая оценка сочетанного действия шума и инфразвука на организм военнослужащих // Военно-медицинский журнал. – 2011. – № 11. – С. 44-50.

10. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Кукушкин Ю.А. и др. Медико-социальные аспекты экологической безопасности населения, подвергающегося кумулятивному действию авиационного шума // Экология промышленного производства. – 2012. – № 2. – С. 9-14.

11. Зинкин В.Н., Свидовый В.И., Ахметзянов И.М. Неблагоприятное влияние низкочастотных акустических колебаний на органы дыхания // Профилактическая и клиническая медицина. – 2011. – № 3. – С. 280-284.

12. Зинкин В.Н. Биофизические основы действия акустических колебаний // Системный анализ в медицине (САМ 2016) / Мат. X междунар. науч. конф. – 2016. – С. 13-17.

13. Плужников Н.Н., Владимиров В.Г., Зинкин В.Н. и др. Исследование некоторых механизмов повреждающих эффектов низкочастотных шумов // Радиационная биология. Радиоэкология. – 2001. – Т.41, № 1. – С. 67-72.

14. Вобликов И.В., Зинкин В.Н., Кузьмина Н.В. Исследование иммуногенеза при воздействии акустических колебаний // Радиационная биология. Радиоэкология. – 1998. – Т.38, № 4. – С. 565-572.

15. Коваленко И.Ю., Степанов А.В., Селезнев А.Б. и др. Иммунопатологические нарушения как одна из причин развития энцефалопатии при длительном действии

низкочастотного шума // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2017. – № 3 (59). – С. 238-242.

16. Ерохин В.Н., Попова Т.М. Гистохимические исследования рецепторных образований вестибулярного аппарата в ответ на инфразвуковое воздействие // Физические факторы производственной среды. – Л., 1980. – С. 28-30.

17. Нехорошев А.С., Глинчиков В.В. Механизм действия инфразвука на рецепторы ушного лабиринта // Космическая биология и авиакосмическая медицина. – 1990. – № 6. – С. 39-42.

18. Gierke U. Effects of infrasound of man // Colloq. inter. CNRS. – Paris, 1974. – P. 415- 435.

19. Infrasound and low frequency vibration / Ed.W.Tempest. – London et al.: Acad.press, 1976. – 364 p.

20. Руководство по оториноларингологии / Под ред. И. Б. Солдатова. – М.: Медицина, 1994. – 608 с.

21. Landstrom U. Occupational aspects of infrasound and whole body vibrations // Arh.hig.rada toksikol. – 1983. – Vol. 34. – P. 287-293.

22. Крылов Ю.В., Фролов Н.И., Кузнецов В.С. и др. Воздействия авиационного шума на организм // Военно-медицинский журнал. – 1977. – № 2. – С. 57-59.

23. Branco N. Clinical stages of vibroacoustic disease for health professional continuous research // Mat. 12th int. sym. – Lisabon, 2005. – P. 145-151.

24. Березовский В.А., Колотилов Н.Н. Биофизические характеристики тканей человека. – Киев: Наукова думка. – 1990. – 224 с.

25. Kraman S.S. Speed of low frequency sound through lungs of normal man // J.Appl.Physiol. – 1983. – Vol.55, N 6. – P. 1862-1867.

26. Rice D.A. Central to peripheral sound propagation in excised lung // J.acoustic soc.amer. – 1987. – Vol.82, N 4. – P. 1139-1144.

27. Yen R.T., Fung Y.C., Ho H.H., Butterman G. Spead of stress wave propagation in lung // J.appl.physiol. – 1986. – Vol.61, N 2. – P. 701-705.

28. Маргулис М.А. Звукохимические реакции и сонолюминесценция. – М.: Химия, 1986. – 288 с.

29. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др. Исследование эффективности средств индивидуальной и коллективной защиты от шума на основе оценки потенциальной ненадежности профессиональной деятельности авиационных специалистов // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 11. – С. 2-6.

30. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др. Анализ эффективности средств защиты от шума во взаимосвязи с профессиональной надежностью специалистов «шумовых» профессий // Медико-биологические и социально-психологические проблемы безопасности в чрезвычайных ситуациях. – 2011. – № 3. – С. 70-76.

31. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Россельс А.В., Еремин Г.И. Акустическая эффективность средств индивидуальной защиты от низкочастотного шума и инфразвука // Безопасность в техносфере. – 2013. – Т.2, № 1. – С. 64-69.

УДК 628.517.2
OECD 01.03.AA

Оценка общего эффекта дорожного и железнодорожного шума и разработка мероприятий по его снижению

Куклин Д. А.[1*], Дроздова Л. Ф. [2], Шабарова А. В.[3]
[1] Профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Магистрант, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Дорожный шум занимает первое место по масштабам акустического загрязнения в Европе и России, второе место занимает железнодорожный шум. Ситуации, когда территория и люди страдают от общего воздействия обоих источников, достаточно распространены. Исследования показывают, что железнодорожный шум оказывает меньшее вредное воздействие, чем дорожный шум, поскольку в европейских методах расчета применяется особый бонус для этого типа шума. В России такие бонусы не используются. Масштаб акустического загрязнения от автомобильного и железнодорожного транспорта оценивается в статье. Разделение вклада источников предлагается с использованием шумового картирования на примере одного из районов Санкт-Петербурга. Комплекс мер защиты от шума разработан, чтобы добиться снижения шума от обоих источников.

Ключевые слова: дорожный шум, железнодорожный шум, расчет, картирование шума, шумоподавление

Evaluation of the common effect of road and rail noise and the development of measures to reduce it

Kuklin D.A.[1], Drozdova L.F.[2], Shabarova A. V.[3]*
[1] Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia
[2] Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia
[3] Student, Baltic State Technical University «VOENMEH», Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Road noise takes the first place on the scope of acoustical pollution in Europe and Russia, the second place is occupied by the rail noise. The situations when the territory and people suffer from the common effect of both sources are quite spread. Researches show that rail noise causes less harmful impact than the road noise, due to that a special bonus for this type of noise is applied in European calculation methods. In Russia such bonuses are not used. The scope of acoustical pollution coming from the road and rail transport is evaluated in the paper. The separation of the contribution of sources is proposed using noise mapping on the example of a

[*]*Автор корреспондент: kda1969@mail.ru (Куклин Д.А.)*

district of Saint-Petersburg. The complex of noise protection measures is elaborated to obtain noise reduction from both sources.

Key words: road noise, rail noise, calculation, noise mapping, noise reduction

Введение

Автомобильный и железнодорожный транспорт сегодня – неизбежные спутники человеческой цивилизации. По масштабам акустического воздействия, согласно исследованиям, проведенным в России и Европе автомобильный и железнодорожный транспорт, занимают первое и второе места. Железнодорожный транспорт по сравнению с другими видами транспорта, обладает рядом преимуществ при оценке воздействия на окружающую среду. Однако железнодорожное сообщение серьезно увеличивает акустическое загрязнение ОС и нередко вредно воздействует на население. От 50 до 70% населения развитых и развивающихся территорий подвержено вредному воздействию шума от железнодорожного транспорта, которое является угрозой здоровью, вызывая риск сердечно-сосудистых заболеваний, снижение работоспособности, нервно-психические заболевания и пр. а также является причиной беспокойства и дискомфорта. Нередки случаи, когда автомобильная и железная дороги проходят рядом и селитебные территории подвергаются сочетанному воздействию шума как автомобильного транспорта, так и железнодорожного. Поэтому вопрос разработки обоснованных мероприятий по снижению шума в таких ситуациях становится все более актуальным. [1]

Наиболее удобным источником информации об акустической ситуации на территории населенных пунктов являются карты шума. Карты шума должны быть составлены для всех автомобильных дорог с интенсивностью движения более 3 млн автомобилей в год и железных дорог с интенсивностью движения более 30 тыс. поездов в год. [2]

Карты шума на текущий период, служащие для оценки существующего шумового режима, выполняются с целью исключения, предупреждения или снижения вредного воздействия шума автомобильного и железнодорожного транспорта на человека и окружающую среду. Для этого на базе единых методов контроля шума проводят составление оперативных шумовых карт, на основе которых выявляют зоны акустического дискомфорта и разрабатывают организационные, технические и строительные мероприятия по защите населения от шума. Оперативные карты шума, разрабатываемые в составе проектов реконструкции существующих и строительства новых объектов автомобильного и железнодорожного транспорта, позволяют оценить акустическую ситуацию на планируемый период и выбрать необходимые шумозащитные мероприятия для прилегающей селитебной территории. Таким образом, карты шума служат также действенным инструментом контроля и борьбы с шумом.

В качестве примера применения карт шума для разделения вкладов различных источников шума в общую акустическую ситуацию в данной статье рассматривается территория поселка Ленинградской области, в котором железная и авто дороги проходят в непосредственной близости от жилой застройки. [3]

1. Построение карт шума

Для оценки воздействия шума на прилегающую селитебную территорию были использованы карты шума, построенные при помощи программного комплекса SoundPLAN. Процесс составления карты шума включает в себя:

1. сбор данных об источниках шума;

2. составление модели местности (рельеф, здания, помещения);
3. расчет распространения шума;
4. анализ полученных данных и разработка рекомендаций.

На первом этапе были определены шумовые характеристики железной и авто дорог. Шумовые характеристики потоков автотранспорта были получены путем проведения натурных измерений в соответствии с ГОСТ 2044-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики» [4]. Измерения проводились в часы максимальной интенсивности движения автотранспорта в дневное и ночное время. При измерении шума транспортного потока микрофон располагался на высоте (1,5±0,1) м, на расстоянии (7,5±0,2) м от оси ближайшей полосы движения и был направлен в сторону транспортного потока. Места проведения измерения выбирались на участках улиц и дорог с установившейся скоростью движения транспортных средств и на расстоянии не менее 50 м от перекрестков, транспортных площадей и остановочных пунктов пассажирского общественного транспорта. В качестве основных источников шума было выбрано 10 автодорог с наибольшей интенсивностью движения. По результатам измерений шумовые характеристики потоков автотранспорта (эквивалентные уровни звука на расстоянии 7,5 м от оси ближайшей полосы движения) составили 59-76 дБА в дневное время и 55-72 дБА в ночное время. Поскольку разность измеренных максимального и эквивалентного уровней звука не более 15 дБА в дальнейшем расчете учитывались только эквивалентные уровни звука.

Шумовая характеристика потока железнодорожного транспорта была рассчитана в соответствии с ГОСТ 33325-2015 «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом» [5]. На данном участке пути проходит 3 категории поездов: скоростные поезда, электропоезда, грузовые поезда. Поезда распределялись равномерно для дневного и ночного времени. С учетом интенсивности и скорости движения была рассчитана шумовая характеристика потока железнодорожного транспорта. Суммарные эквивалентные уровни шума потока железнодорожного транспорта на расстоянии 25 м от оси ближнего пути на рассматриваемом участке составили 74 дБА в дневное время и 74 дБА в ночное время.

При помощи топографических карт с отметками высот, Yandex и Google крат, была разработана модель местности с учетом особенностей рельефа и застройки. Что позволило получить наиболее полную картину распространения шума на территории.

При построении карты шума вся территория разбивалась на расчетные точки по сетке с шагом 10 м. После определения уровней шума в расчетных точках, точки с равными уровнями звука соединялись изолиниями, в результате чего были получены линии равного уровня звука на территории с шагом в 5 дБА, что соответствует условиям нормирования шума. На рис. 1 приведена карта шума территории поселка, прилегающей к железной дороге, для эквивалентного уровня звука в ночное время. [6, 7]

Как показывает карта шума, при совместном вилянии автодороги и железной дороги значительная часть территории, прилегающей к железной дороге находится в зоне воздействия повышенных уровней шума. По результатам расчета уровней шума у фасадов жилых зданий были выявлены превышения, достигающие 20 дБА в дневное время и 28 дБА в ночное время, что говорит о необходимости разработки шумозащитных мероприятий.

Так как на рассматриваемой территории имеются два основных источника шума для разработки шумозащиты необходимо определить какой из них вносит больший вклад в общую картину и, соответственно, шум какого из них необходимо снизить в первую очередь.

Для разделения вкладов источников шума были построены карты шума отдельно для автодорог и железной дороги. На рис. 2 – 3 показаны карты шума от железной дороги и автодороги соответственно эквивалентного уровня звука в ночное время.

Превышения эквивалентных уровней звука над нормативными значениями по уровням шума для дневного времени для разных источников составляют:

- для железнодорожного транспорта 0,5-17,0 дБА;
- для автотранспорта: 0,5-13,6 дБА;
- превышение суммарных уровней воздействия 0,1-20,1 дБА.

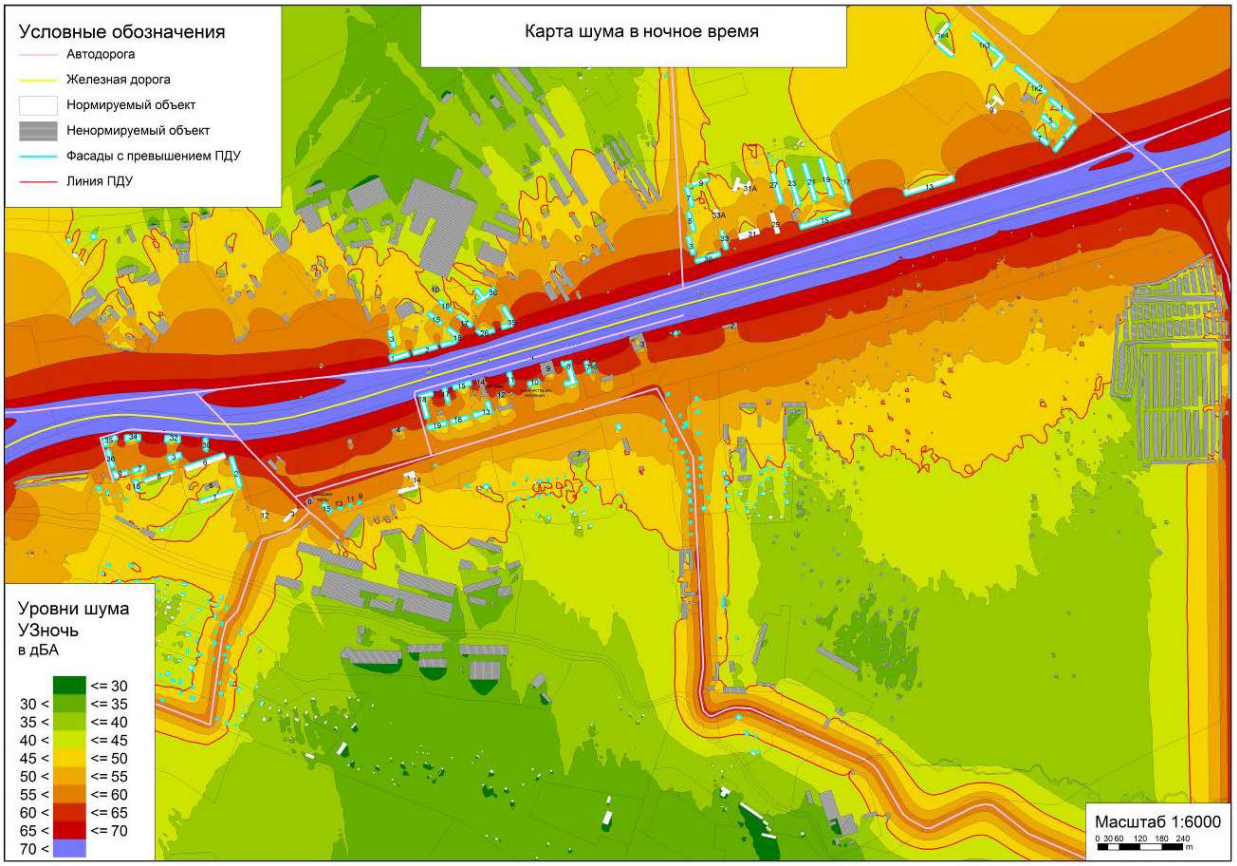


Рис. 1. Карта шума карта шума территории поселка для эквивалентного уровня звука в ночное время.

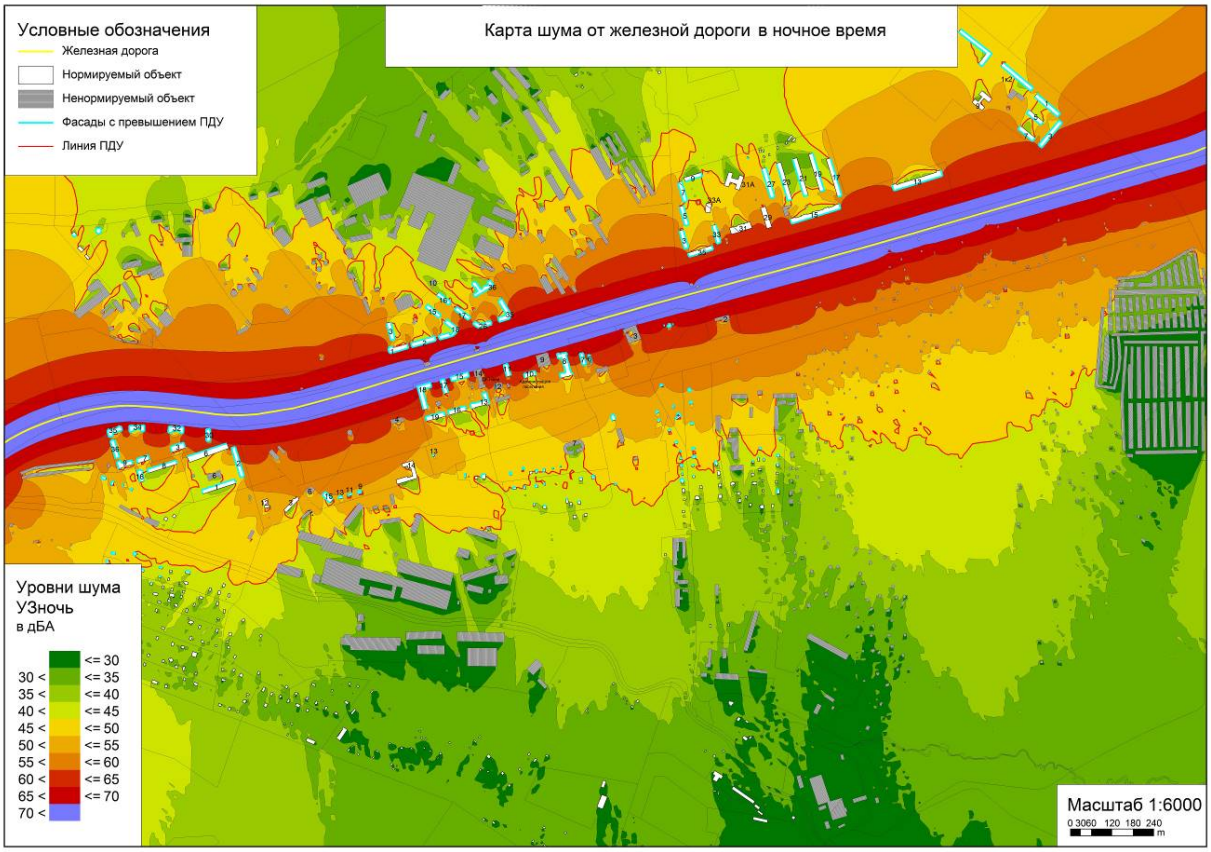


Рис. 2. Карта шума карта шума от железной дороги для эквивалентного уровня звука в ночное время.

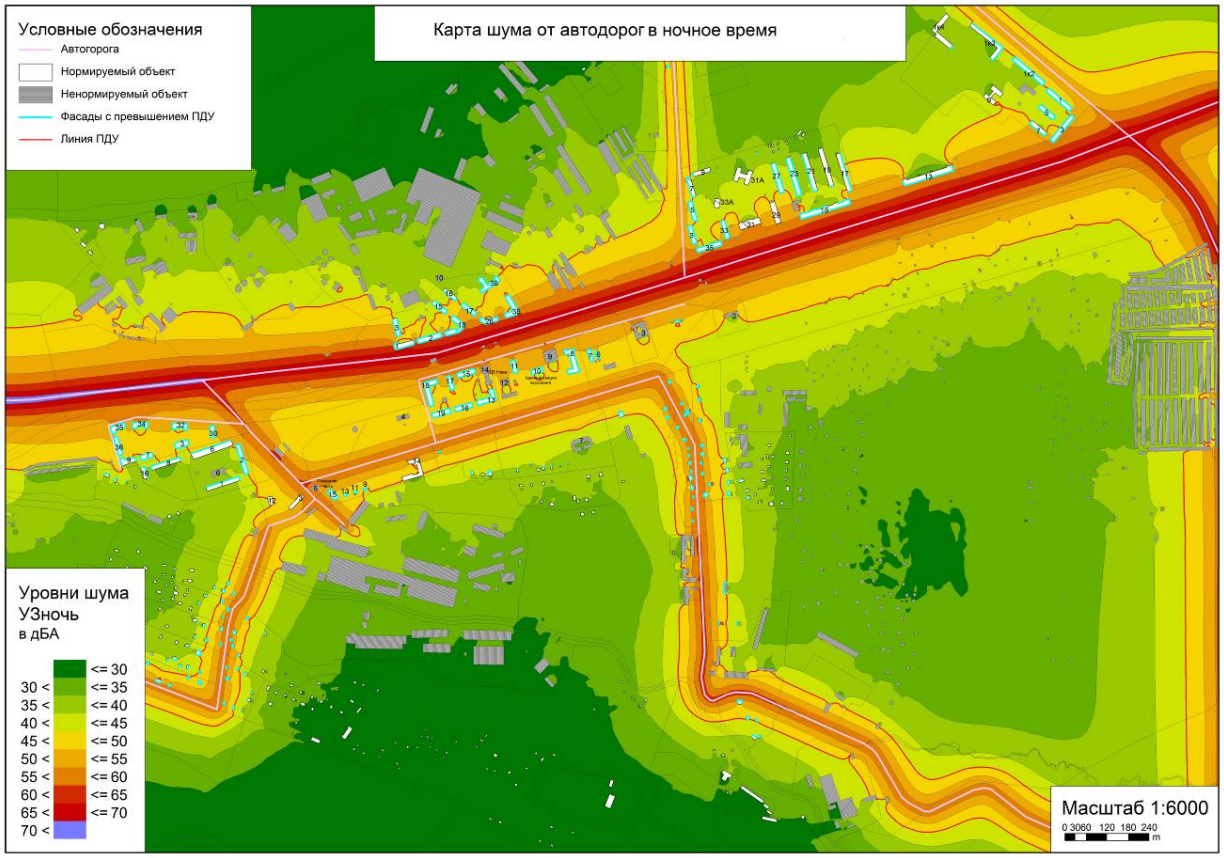


Рис. 3. Карта шума карта шума от автомобильной дороги для эквивалентного уровня звука в ночное время.

Превышения эквивалентных уровней звука над нормативными значениями по уровням шума для ночного времени для разных источников составляют:

- для железнодорожного транспорта 1,1-27,5 дБА;
- для автотранспорта: 0,5-21,6 дБА;
- превышение суммарных уровней воздействия 3,3-28 дБА.

2. Разработка шумозащитных мероприятий

Исходя из расчетов можно сделать вывод, что железная дорога вносит больший вклад в акустическую ситуацию на территории. С учетом этого было предложено два варианта шумозащитных мероприятий. Для защиты населения от шума и его снижения на территории и в жилых помещениях в качестве шумозащиты были выбраны шумозащитные экраны и шумозащитное остекление. В первом варианте предлагалось установить шумозащитные экраны высотой 5,5 м вдоль железной дороги по обе ее стороны, тем самым снизив шум железной дороги, и выполнить шумозащитное остекление домов, на фасадах которых будут наблюдаться превышения предельно допустимых уровней шума после установки шумозащитных экранов. Во втором варианте шумозащитные экраны предлагалось установить вдоль железной дороги с южной стороны (высота экрана 5,5 м) и вдоль автодороги с северной стороны (высота экрана 5 м), тем самым снизив воздействие не только железной, но и автодороги, и кроме того также выполнить шумозащитное остекление домов, на фасадах которых после установки шумозащитных экранов будут наблюдаться превышения предельно допустимых уровней шума. Для того, чтобы определить какой из вариантов шумозащитных мероприятий будет наиболее эффективным, были построены карты шума с учетом шумозащиты. На рис. 4 показана карта шума с учетом шумозащитных экранов, установленных вдоль железной дороги.

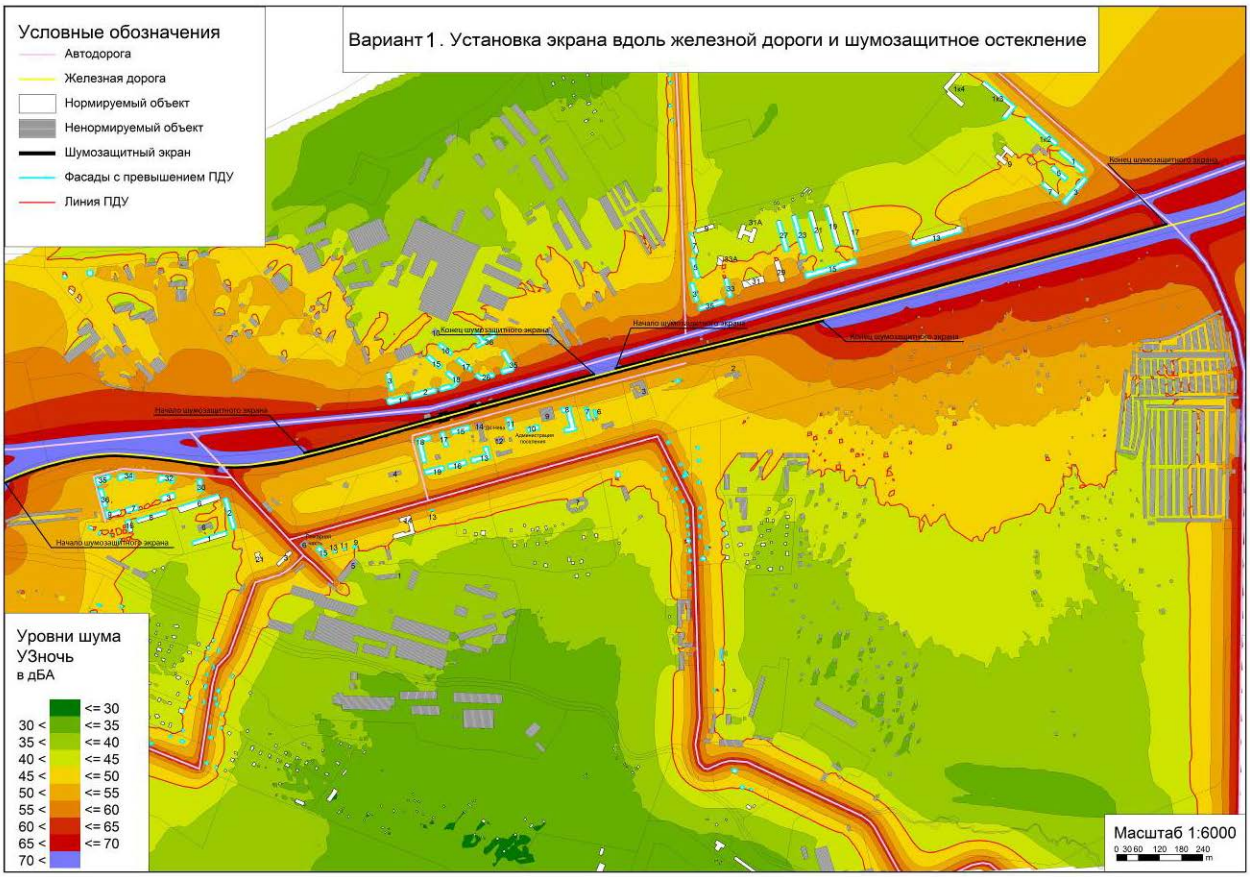


Рис. 4. Карта шума карта шума территории поселка для эквивалентного уровня звука в ночное время с учетом 1 варианта шумозащитных мероприятий.

На карте можно легко увидеть, что, несмотря на то, что полностью снижения шума до нормы не удалось, уровни шума на территории у фасадов с южной стороны стали заметно ниже, по результатам расчетов превышения эквивалентных уровней звука там составили 14,3 дБА в ночное время. Однако, на севере шум автодороги по-прежнему создает большие превышения на прилегающей территории (эквивалентный уровень звука в ночное время превышен на 23 дБА).

Для второго варианта шумозащитных мероприятий также были разработаны карты шума. Карта шум территории в ночное время для эквивалентного уровня звука с учетом шумозащитного экрана, установленным вдоль железной дороги и вдоль автомобильной дороги представлена на рис. 5. При таком варианте установки шумозащитных экранов превышения предельно допустимых эквивалентных уровней звука на территории составят до 12 дБА в ночное время. Данный способ расстановки шумозащитных экранов является более эффективным и, несмотря на то, что он не позволяет добиться нормативных значений уровней звука на территории, значительно снижает шум. [8]

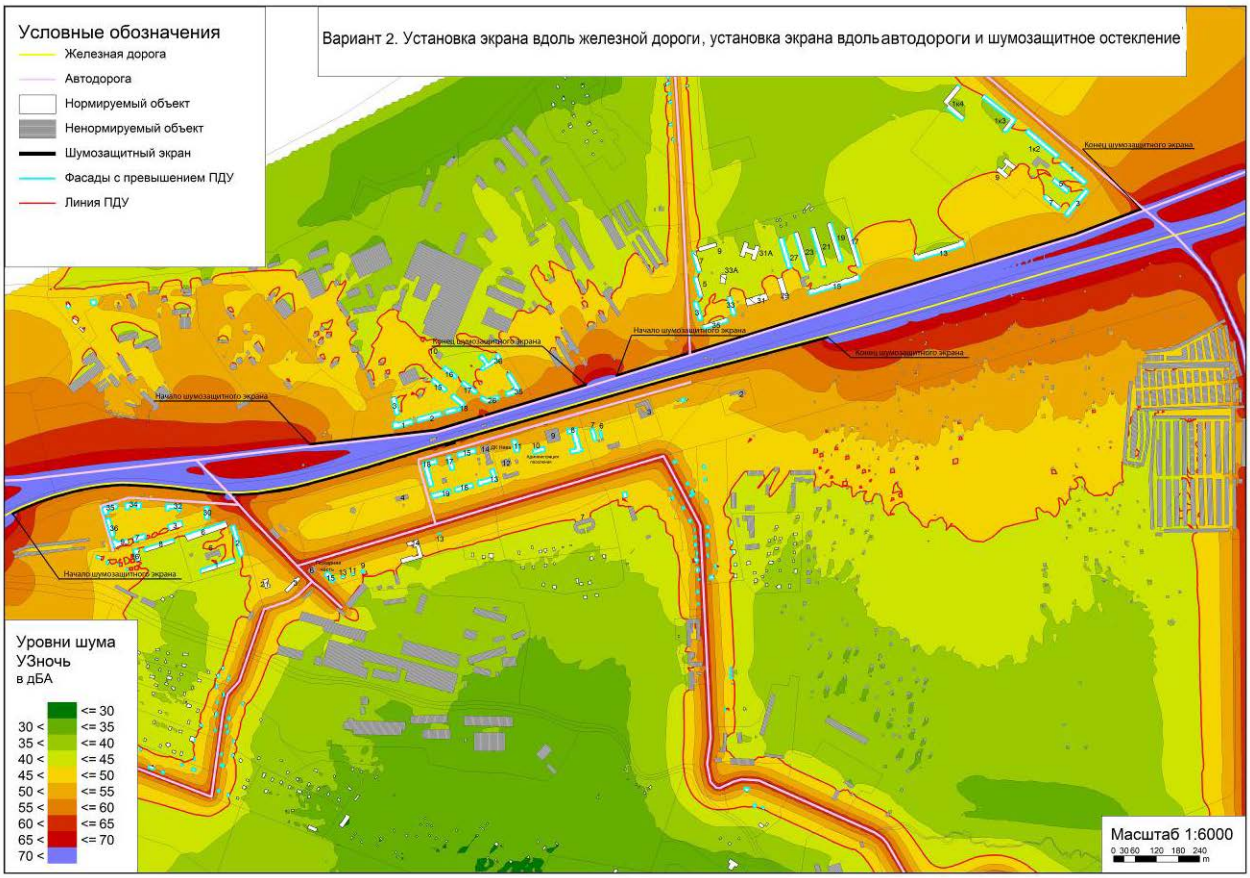


Рис. 5. Карта шума карта шума территории поселка для эквивалентного уровня звука в ночное время с учетом 2 варианта шумозащитных мероприятий.

Заключение

При разработке шумозащитных мероприятий для территорий, на которых основными источниками шума одновременно являются и железная и автомобильная дороги необходимо иметь четкое представление о том, какой вклад в общую акустическую ситуацию вносит каждый из источников. В рассмотренном примере, в поселке, где автомобильная и железная дороги проходят в непосредственной близости друг от друга по территории жилой застройки оказалось недостаточным снизить шум только одного из источников шума. Только разработка комплекса мероприятий по снижению как

автомобильного, так и железнодорожного шума, в совокупности с применением шумозащитного остекления позволяет достигнуть ощутимых снижений уровней шума.

На сегодняшний день наиболее удобным способом разделения вкладов источников шума является построение карты шума. Рассмотрев в отдельности карты шума для железной дороги и автодороги можно сделать вывод о том, какой из источников создает наибольшее превышений уровней шума на территории, или, как в данной ситуации, увидеть, что оба источника оказывают сильное шумовое воздействие на территорию и разработать шумозащитные мероприятия с учетом их совместного воздействия.

Список литературы

1. Иванов Н.И., Буторина М.В., Минина Н.Н. Проблема защиты от шума Вестник МГСУ. 2011. № 3-1. С. 135-145.
2. Commission Directive (EU) 2015/996 establishing common noise assessment methods according to Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council. Official Journal of the European Union 2015
3. Васильев А.П., Шабарова А.А., Буторина М.В., Куклин Д.А. Оценка шума железнодорожного транспорта как фактора риска здоровью населения, Труды X Общероссийской молодежной научно-технической конференции. Сер. "Библиотека журнала «Военмех. Вестник БГТУ» №50", Балтийский государственный технический университет "Военмех" (Санкт-Петербург), 2018. – С. 319-324.
4. ГОСТ 2044-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики» М.: Стандартинформ, 2015. – 15 с.
5. ГОСТ 33325-2015 «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом» М.: Стандартинформ, 2016. – 23 с.
6. Буторина М.В. Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения В сборнике: Защита от повышенного шума и вибрации Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. под редакцией Н.И. Иванова. 2015. С. 104-112.
7. Буторина М.В., Берндт А., Шаль Й. Контроль шума с помощью новейшей сертифицированной программы для расчета шума soundplan В сборнике: Защита населения от повышенного шумового воздействия Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Под редакцией Н.И. Иванова, К.Б. Фридмана. 2015. С. 66-76.
8. Буторина М.В., Минина Н.Н., Тюрина Н.В., Анисимов Е.П. Разработка шумозащитных мероприятий для автодорог с использованием технологий информационного моделирования В сборнике: Защита от повышенного шума и вибрации сборник докладов. Министерство образования и науки Российской Федерации Балтийский государственный технический университет "Военмех". 2017. С. 69-78.

УДК 534.24
OECD 01.03.AA

Модель собственной звукоизоляции звукоподавляющих облегченных структурированных панелей

Мурзинов В.Л.[1*], Мурзинов П.В.[2], Мурзинов Ю.В.[3]
[1]Профессор, Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия
[2]Ведущий инженер-проектировщик, Воронежский проектный институт «Гипрокоммундортранс», г. Воронеж, Россия
[3]Ведущий инженер-проектировщик, Воронежский проектный институт «Гипрокоммундортранс», г. Воронеж, Россия

Аннотация

Защита от шума на путях его распространения является актуальной проблемой современности. Существуют различные методы и подходы решения этой проблемы. Среди этих методов можно выделить направление, в котором решаются задачи снижения веса звукозащитных конструкций при условии сохранения величины их собственной звукоизоляции. Одной из разработок в этом направлении являются звукоподавляющие облегченные структурированные панели, у которых соотношение поверхностной плотности и собственной звукоизоляции превосходит многие звукозащитные конструкции и материалы. В статье рассмотрен аналитический метод определения собственной звукоизоляции звукоподавляющей облегченной структурированной панели (ЗОСП). Показана панель ЗОСП и потоки звуковой энергии в этой структуре. Получена математическая модель, связывающая величину собственной звукоизоляции панели ЗОСП и её параметров: акустических и конструктивных. Представлена установка для определения собственной звукоизоляции панелей ЗОСП. Показана достаточная сходимость результатов измерений и теоретических значений.

Ключевые слова: защита от шума, коэффициент звукопроницаемости, собственная звукоизоляция, звукоподавляющие панели, звуковое давление, поверхностная плотность.

Model of own sound insulation of sound-suppressing lightweight structured panels

Murzinov V.L.[1], Murzinov P.V.[2], Murzinov Y.V.[3]*
[1]Professor, Voronezh state technical University, Voronezh, Russia
[2]Leading design engineer, Voronezh design Institute "Giprokommundortrans", Voronezh, Russia
[3]Leading design engineer, Voronezh design Institute "Giprokommundortrans", Voronezh, Russia

Abstract

Protection against noise in the ways of its distribution is an urgent problem of our time. There are different methods and approaches to solve this problem. There are different methods and approaches to solve this problem. Among these methods, we can distinguish the direction in which the problem of reducing the weight of sound protection structures, provided that the value of their own sound insulation. One of the developments in this direction are sound-suppressing lightweight structured panels, which have a ratio of surface density and their own sound insulation exceeds many sound-protective structures and materials. The article describes an analytical method for determining the sound insulation of the sound-suppressing lightweight structured panel (SSLWSP). The SSLWSP panel and sound energy flows in this structure are shown. The mathematical model connecting the value of own sound insulation of the panel of SSLWSP and its parameters: acoustic and constructive is received. The installation for determination of own sound insulation of SSLWSP panels is presented. Sufficient convergence of measurement results and theoretical values is shown.

Key words: noise protection, acoustical transmission coefficient of self-soundproofing, sound-suppressing

[*]*Автор корреспондент: dr.murzinov@yandex.ru(Мурзинов В.Л.)*

panels, the sound pressure, the surface density.

Введение

Шум, воздействующий на человека, относится к негативным явлениям, и по степени негативности сопоставимым с разрушением озонового слоя, производственными выбросами, кислотными дождями и т.д. Широкое внедрение в промышленность новых интенсивных технологий, мощного и высокоскоростного оборудования, использование многочисленных и быстроходных средств наземного, воздушного и водного транспорта, применение разнообразных приборов – все это привело к тому, что человек подвергается многократному воздействию интенсивного шума [1, 2, 3].

Подавление шума стало актуальной проблемой современности, так как ее решение может, с одной стороны, обеспечить здоровые условия труда на производстве, а с другой, – высвободить дополнительные резервы для увеличения производительности труда, что в конечном счете полностью оправдает материальные затраты на борьбу с шумом в промышленности [4, 5, 6]. Для решения этой проблемы применяют различные методы, среди которых можно выделить звукоизоляцию.

Авторами была разработана звукоподавляющая облегченная структурированная панель ЗОСП [7, 8], элемент которой показан на рис.1. Эта панель, обладая достаточно малой поверхностной плотностью (менее 1,2 кг/м^2), обеспечивает звукоизоляцию более 30 дБ (для октавной полосы со среднегеометрической частотой 8000 Гц).

Изготовление панели ЗОСП может осуществляться из различных листовых материалов, таких как полимеры, картон, бумага, древесина, металл и т.д. Элементы структуры представляют собой тонкостенные плиты, которые можно рассматривать как упругий изотропный слой. В основе волновых процессов, происходящих в панели ЗОСП, лежит процесс прохождения звуковой волны через упругий изотропный слой. Многие материалы, из которых можно изготовить панель ЗОСП, обладают свойством изотропности.

Рис. 1. Элемент панели ЗОСП

1. Постановка задачи

Рассмотрим прохождение звуковой волны через однослойное ограждение или тонкую плиту (Рис.2), рассмотрено в [4]. Движение упругого изотропного слоя описывается системой уравнений в форме Ламе

$$\left.\begin{aligned}(\lambda+\mu)\frac{\partial w}{\partial y}+\mu\nabla^2 v=\rho_1\frac{\partial^2 v}{\partial t^2}\\(\lambda+\mu)\frac{\partial w}{\partial y}+\mu\nabla^2 \xi=\rho_1\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}\end{aligned}\right\},\qquad(1)$$

где $w=\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial \xi}{\partial z}$; $\nabla^2=\frac{\partial^2\ldots}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\ldots}{\partial z^2}$ – дифференциальный оператор; v, ξ – перемещения вдоль соответствующих осей Y и Z; $\lambda=\frac{Ev}{(1+v)(1-2v)}$ и $\mu=\frac{E}{2(1+v)}$ – упругие постоянные Ламе; E – модуль Юнга, v – коэффициент Пуассона, ρ_1 – плотность материала тонкой плиты.

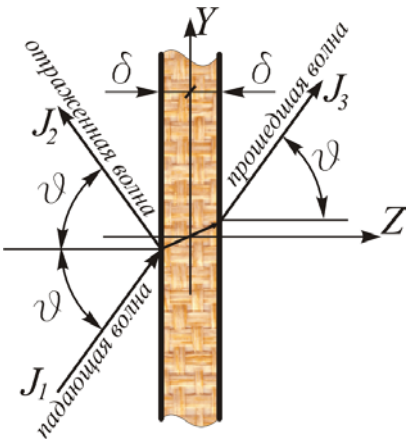


Рис. 2. Прохождение звукового потока через упругий изотропный слой

2. Вывод основных соотношений

Для решения системы (1) положим величины перемещений, зависящих от двух функций

$$v=\frac{\partial\varphi}{\partial y}-\frac{\partial\psi}{\partial z},\quad \xi=\frac{\partial\varphi}{\partial z}+\frac{\partial\psi}{\partial y},\qquad(2)$$

где φ и ψ – ортогональные функции.

Принимая во внимание, что основным движением тонкой плиты являются гармонические колебания, система (1) с учетом (2) может быть представлена в виде двух независимых уравнений

$$\nabla^2\varphi+k_1^2\varphi=0,\ \nabla^2\psi+k_2^2\psi=0,\qquad(3)$$

где k_1, k_2 – волновые числа соответственно для продольных и поперечных волн и равны $k_1=\frac{\omega}{c_1}$, $k_2=\frac{\omega}{c_2}$, $c_1=\sqrt{\frac{E(1-v)}{\rho_1(1+v)(1-2v)}}$, $c_2=\sqrt{\frac{E}{2\rho_1(1+v)}}$, ω – круговая частота колебаний.

Учет внутреннего трения материала тонкой плиты осуществляется через введение комплексного модуля Юнга

$$\overline{E}=E(1+i\eta),\qquad(4)$$

где η – коэффициент потерь материала тонкой плиты.

Учитывая (3), (4) можно определить импеданс Z_c и Z_a тонкой плиты, соответственно, при симметричных и антисимметричных колебаниях, т.е.

$$Z_c = \frac{P_c}{\partial\xi_c/\partial t} = -i\rho_1\delta\omega\left[Z_c^{(1)} + iZ_c^{(2)}\right], \quad (5)$$

где P_c – симметричное давление на поверхности плиты, ξ_c – симметричные перемещения поверхности плиты вдоль оси Z, δ – половинная толщина тонкой плиты,

$$Z_c^{(1)} = \frac{4\gamma(1-d)-1}{k_2^2\delta^2(\gamma-d)}, \quad (6)$$

$$Z_c^{(2)} = \eta\frac{4\gamma(1-d)(\gamma-2d)+d}{k_2^2\delta^2(\gamma-d)^2}, \quad (7)$$

$$\gamma = \left(\frac{c_2}{c}\sin\theta\right)^2,\ d = \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)}, \quad (8)$$

θ – угол падения звукового потока по отношению к нормали поверхности тонкой плиты.

$$Z_a = \frac{P_a}{\partial\xi_a/\partial t} = -i\rho_1\delta\omega\left[Z_a^{(1)} + iZ_a^{(2)}\right], \quad (9)$$

где P_a – антисимметричное давление на поверхности плиты, ξ_a – антисимметричные перемещения поверхности плиты вдоль оси Z,

$$Z_a^{(1)} = \frac{4}{3}(1-d)\left(k_2^2\delta^2\right)^2 - 1, \quad (10)$$

$$Z_c^{(2)} = \eta\frac{4}{3}(1-d)\left(k_2^2\delta^2\right)^2. \quad (11)$$

Коэффициент звукопроницаемости τ_θ в случае ориентированного падения звуковой волны может быть определён через отношение амплитуд звуковых давлений P_{30} прошедшей волны и P_{10} падающей волны. Обозначим отношение амплитуд

$$K = \left|\frac{P_{30}}{P_{10}}\right|, \quad (12)$$

тогда коэффициент звукопроницаемости будет

$$\tau_\theta = K^2. \quad (13)$$

Величина K может быть определена из условия равенства колебательных скоростей поверхности тонкой плиты и окружающего воздуха, контактируемого с этой плитой. Колебательная скорость поверхности тонкой плиты происходит под действием симметричного и антисимметричного давлений, и будет иметь вид

$$\text{при } z = -\sigma \text{ имеем } \frac{\partial\xi}{\partial t} = \frac{iP_c}{\rho_1\sigma\omega}\left[\frac{1}{Z_c^{(1)} + iZ_c^{(2)}}\right] + \frac{iP_a}{\rho_1\sigma\omega}\left[\frac{1}{Z_a^{(1)} + iZ_a^{(2)}}\right], \quad (14)$$

$$\text{при } z = \sigma \text{ имеем } \frac{\partial\xi}{\partial t} = \frac{iP_a}{\rho_1\sigma\omega}\left[\frac{1}{Z_a^{(1)} + iZ_a^{(2)}}\right] - \frac{iP_c}{\rho_1\sigma\omega}\left[\frac{1}{Z_c^{(1)} + iZ_c^{(2)}}\right]. \quad (15)$$

Колеблющаяся поверхность тонкой плиты создаст в воздухе звуковые волны, колебательная скорость которых на основании волнового уравнения и учета границы будет иметь вид

$$\text{при } z = -\sigma \text{ имеем } \frac{\partial\xi}{\partial t} = \frac{P_1 - P_2}{\rho c}\cos\theta, \quad (16)$$

$$\text{при } z = \sigma \text{ имеем } \frac{\partial\xi}{\partial t} = \frac{P_3}{\rho c}\cos\theta, \quad (17)$$

где P_1 – звуковое давление в падающей волне; P_2 – звуковое давление в отраженной волне; P_3 – звуковое давление в прошедшей волне.

Приравнивая (14) и (16), (15) и (17) получим систему уравнений, из которой можно исключить P_2 и $\frac{\partial \xi}{\partial t}$, выделив отношение давлений, определим коэффициент звукопроницаемости

$$\tau_\theta = K^2 = \frac{1}{\left(1+\eta\frac{c_u^4}{c^4}Q(\sin\theta)^4\cos\theta\right)^2 + \left(1-\frac{c_u^4}{c^4}(\sin\theta)^4\right)^2 (Q\cos\theta)^2}, \quad (18)$$

где $Q = \frac{\rho_1(2\sigma)\omega}{\rho \cdot c}$ – безразмерный комплекс, $c_u = \sqrt{\frac{D\omega^2}{\rho_1(2\sigma)}}$ – изгибная скорость поверхности тонкой плиты, $D = \frac{E(2\sigma)^3}{12(1-\nu)}$ – цилиндрическая жесткость тонкой плиты.

Выражение (18) можно несколько упростить, если учесть физические свойства материалов, используемых для изготовления панелей ЗОСП. В этом случае отношение изгибной скорости к скорости звука в воздухе составит весьма малую величину или $c_u << c$, тогда получим

$$\tau_\theta = \frac{1}{1+(Q\cos\theta)^2}. \quad (19)$$

При диффузном падении звуковой волны можно воспользоваться формулой Пэриса [2] для определения диффузного коэффициента звукопроницаемости

$$\tau_1 = \int_0^{\pi/2} \tau_\theta \sin(2\theta) d\theta = \int_0^{\pi/2} \frac{\sin(2\theta)}{1+(Q\cos\theta)^2} d\theta = \frac{\ln(1+Q^2)}{Q^2}, \quad (20)$$

а величина собственной звукоизоляции тонкой плиты от воздушного шума будет

$$R_1 = 10\cdot\lg\left(\frac{1}{\tau_1}\right) = 10\cdot\lg\left(\frac{Q^2}{\ln(1+Q^2)}\right) = 20\lg Q - 10\cdot\lg\left[\ln(1+Q^2)\right]. \quad (21)$$

Соотношение (20) дает возможность определить интенсивность прошедшей звуковой волны через тонкую плиту

$$\tau_1 = \frac{J_{np}}{J_{nag}} \text{ или } J_{np} = J_{nag}\tau_1, \quad (22)$$

где J_{np} – интенсивность прошедшей волны; J_{nag} – интенсивность падающей волны.

Звуковая волна, падающая на тонкую плиту, приводит её в колебательное движение, которое демпфируется окружающим воздухом. Энергия диссипации безвозвратно переходит в тепловую энергию окружающей среды. Величину этой энергии можно определить на основе коэффициента потерь η_1, полученного в работе [9, 10] с учетом процесса демпфирования окружающим воздухом

$$\eta_1 = \frac{J_v}{J_{nag}} = \left[1+\left(\frac{-1}{\frac{4}{3}\eta+\frac{2}{3}Q}\right)^2\right]^{-1/2}, \quad (23)$$

где J_v энергия диссипации. $J_v = J_{nag}\cdot\eta_1$

3. Построение модели собственной звукоизоляции панели ЗОСП

На рис.3 показана упрощённая схема панели ЗОСП с выделением трех основных слоев листовых материалов. Каждый слой листового материала представляет собой тонкую плиту, для которой выше определены основные соотношения между энергетическими потоками звука.

Волновые процессы будем рассматривать, используя понятие интенсивности потока звуковой энергии. Энергия падающего звукового потока J_1 на лист 1 полностью распределяется по другим направлениям как внутри панели ЗОСП, так и вне неё. Отраженный поток интенсивности J_2 от листа 1 определиться из соотношения

$$J_2 = J_1 - J_3 = J_1 - J_1\tau_1 = J_1(1-\tau_1), \tag{31}$$

где $J_3 = J_1\tau_1$ – энергия прошедшего потока через лист 1, в соответствии с соотношением (22).

Потери J_{n1} на демпфирование окружающим воздухом в листе 1 определим на сновании соотношения (30) составят величину

$$J_{n1} = J_3\eta_1 = J_1\tau_1\eta_1. \tag{32}$$

Интенсивность звукового потока, падающего на лист 2, будет

$$J_{1*} = J_3 - J_{n1} = J_1\tau_1 - J_1\tau_1\eta_1 = J_1\tau_1(1-\eta_1). \tag{33}$$

Отраженный звуковой поток от листа 2 аналогичен соотношению вида (31) для интенсивности и с учётом (33) будет

$$J_{2*} = J_{1*}(1-\tau_1) = J_1\tau_1(1-\eta_1)(1-\tau_1). \tag{34}$$

Прошедший звуковой поток через лист 2 при учёте (33) будет обладать интенсивностью, формальная запись, которой соответствует (31)

$$J_4 = J_{1*}\tau_1 = J_1\tau_1(1-\eta_1)\tau_1 = J_1\tau_1^2(1-\eta_1). \tag{35}$$

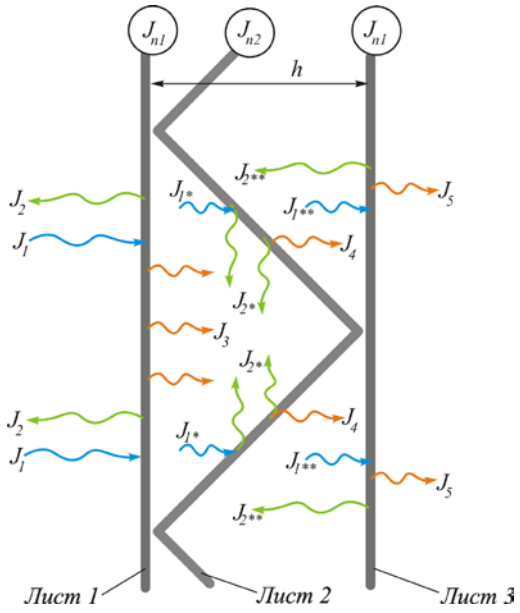


Рис. 3. Схема структуры панели ЗОСП и осредненные значения интенсивности звуковых потоков. *h* – толщина панели ЗОСП. Обозначения звуковых потоков показаны в табл. 1.

Таблица 1.
Условные обозначения звуковых потоков

Обозначения	**Обозначения**
J_1 – основной поток, падающий на лист 1	J_2 – отраженный поток от листа 1
J_3 – прошедший поток через лист 1	J_{1*} – поток, падающий на лист 2

J_4 – поток, прошедший через лис 2	J_{2*} – поток, отраженный от листа2
J_5 – поток, прошедший через лист 3	J_{n1} – потери энергии на демпфирование окружающим воздухом листом 1
J_{n2} – потери энергии на демпфирование окружающим воздухом листом 2	J_{n3} – потери энергии на демпфирование окружающим воздухом листом 3

Потери энергии на демпфирование окружающим воздухом составят и запишутся аналогично соотношению (32)

$$J_{n2} = J_4\eta_1 = J_1\tau_1^2(1-\eta_1)\eta_1 . \quad (36)$$

Интенсивность волны, падающей на лист 3 аналогично выражению (33)

$$J_{1**} = J_4 - J_{n2} = J_1\tau_1^2(1-\eta_1) - J_1\tau_1^2(1-\eta_1)\eta_1 = J_1\tau_1^2(1-\eta_1)^2 . \quad (37)$$

Поток, прошедший через лист 3 будет обладать интенсивностью

$$J_5 = J_{1**}\tau_1 = J_1\tau_1^2(1-\eta_1)^2\tau_1 = J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^2 . \quad (38)$$

Потери энергии на демпфирование в листе 3 составят

$$J_{n3} = J_5\eta_1 = J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^2\eta_1 . \quad (39)$$

Отраженный поток от листа 3 аналогично (34) будет иметь интенсивность

$$J_{2**} = J_{1**}(1-\tau_1) = J_1\tau_1^2(1-\eta_1)^2(1-\tau_1) . \quad (40)$$

Поток, уходящий с листа 3 имеет интенсивность аналогичную (37)

$$J_{1***} = J_5 - J_{n3} = J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^2 - J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^2 A^2 = J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^3 . \quad (41)$$

Соотношение (41) позволяет определить коэффициент звукопроницаемости для панели ЗОСП в целом и, следовательно, можно записать

$$\tau = \frac{J_{1***}}{J_1} = \frac{J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^3}{J_1} = \tau_1^3(1-\eta_1)^3 . \quad (42)$$

Собственная изоляция панели ЗОСП с учётом (42) будет

$$R = 10\lg\left(\frac{1}{\tau}\right) = 10\lg\left(\frac{1}{\tau_1^3(1-\eta_1)^3}\right) = 30\lg\left(\frac{1}{\tau_1(1-\eta_1)}\right) \text{ или}$$

$$R = -30\lg(\tau_1(1-\eta_1)) . \quad (43)$$

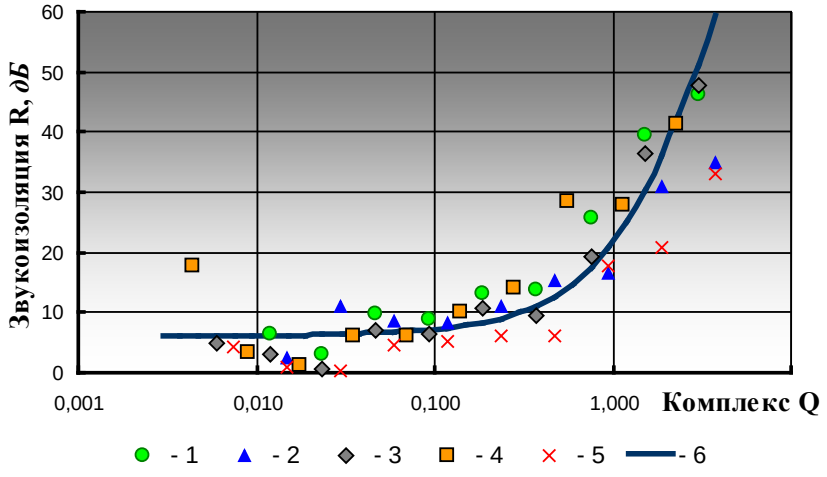


Рис.4. Теоретические и экспериментальные значения собственной звукоизоляции панелей ЗОСП. Расшифровка обозначений показана в табл. 2.

В соответствии с [3] используя нестандартный метод, определялась звукоизоляция по звуковому давлению в октавном спектре для частот от 31,5 *Гц* до 16000 *Гц*.

Таблица 2

Расшифровка обозначений, использованных на рис. 4

Номер обозначения	**Модель панели**	m_p, *кг/м²*	h, *м*	M_p, *кг/м²*
1	ЗОСП-2	0,08	0,034	1.37
2	ЗОСП-1	0,2	0,030	1,145
3	ЗОСП-2	0,08	0,015	0,909
4	ЗОСП-2	0,06	0,030	0,755
5	ЗОСП-2	0,1	0,036	0,726
6	зависимость, построенная по формуле (43)			

В табл. 2 использованы следующие величины: m_p – поверхностная плотность листового материала, из которого изготовлена панель ЗОСП; h – толщина панели ЗОСП; M_p – поверхностная плотность панели ЗОСП.

Исследования проводились для различных типов панелей ЗОСП. Результаты этих исследований представлены на рис.4, где они показаны точками и там же показана теоретическая кривая, построенная по формуле (43).

Заключение

Полученная модель звукоизоляции панелей ЗОСП может быть использована на этапе проектирования этих панелей для оценки величины их звукоизоляции. Была проведена экспериментальная проверка модели звукоизоляции, и анализ полученных результатов показал сходимость теоретических значений и экспериментальных данных. Панели ЗОСП обладают повышенной звукоизоляцией в октавных полосах средних и высоких частот. Наилучшая сходимость теоретических и экспериментальных данных приходится на частоты, соответствующие речевому диапазону. Панель ЗОСП обладает структурной жесткостью, поэтому она может быть использована самостоятельно, как звукоизоляционное покрытие, так и в качестве наполнителя для каркасных панелей в различных кожухах, акустических экранах, перегородках строительных конструкций.

Список литературы

1. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. М.: Логос, 2007. 423 с.

2. Иванов Н.И., Шашурин А.Е., Бойко Ю.С. Влияние материала на акустическую эффективность шумозащитных экранов // NOISE Theory and Practice. – 2016. – Т. 2, № 4. – С. 24 – 28.

3. Кирпичников В.Ю., Дроздова Л.Ф., Шашурин А.Е., Яковлева Е.В. Об уровнях псевдозвуковых давлений вблизи озвучиваемой пластины // NOISE Theory and Practice. – 2017. – Т. 3, № 4. – С. 29 – 36.

4. В. И. Заборов. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. М.: Изд-во литературы по строительству, 1969. 186 с.

5. Борьба с шумом на производстве: Справочник/ Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. 400 с.

6. Щелоков Ю.А. Графоаналитический метод расчета звукоизоляции стен с гибкой плитой на откосе // NOISE Theory and Practice. – 2016. – Т. 2, № 1. – С. 2 – 7.

7. Патент 96884 РФ, МПК7 E04B 1/82, E04C 2/36. Звукоподавляющая структурированная панель / Мурзинов П.В., Асминин В.Ф.; – опубл. 20.08.2010 Бюл. №23.

8. Патент 170696 РФ. Звукоподавляющий вентиляционный канал / Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В. – Опубл. 03.05.2017. – Бюл. № 13.

9. Murzinov V. L. Modeling of the sound absorption coefficient of sound-proof lightweight structured panels (SLSP) / V.L. Murzinov, P.V. Murzinov, Y.V. Murzinov // Journal

of Fundamental and Applied Sciences. – 2017, N 9(7S). – Pp. 834-841. Doi: http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v9i7s.76. ISSN 1112-9867.

10. Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В. Звукоподавляющие панели для защиты от шума на путях его распространения // Безопасность труда в промышленности. – 2018, №02. – С.5–11. DOI: 10.24000/0409-2961-2018-2-5-11.

УДК 534.61
OECD 02.07.IH

Оценка изменения уровня шума от наземного транспорта г. Москвы

Лагутина Н.В.[1], Новиков А.В.[2], Сумарукова О.В.[2]
[1] Доцент, к.т.н., ФГБОУ ВО Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева, Институт мелиорации, водного хозяйства и строительства имени А.Н. Костякова, г. Москва, Россия
[2] Старший преподаватель, ФГБОУ ВО Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева, Институт мелиорации, водного хозяйства и строительства имени А.Н. Костякова, г. Москва, Россия

Аннотация

Наибольшая площадь шумового загрязнения на территории города обусловлена воздействием автотранспортных потоков. Система наземного городского транспорта Москвы – одна из крупнейших в мире. Крупнейшие города мира уже выбрали наиболее оптимальный для себя вариант решения дорожно-транспортной задачи. Население города постоянно растет и соответственно все больше людей подвергается шумовому воздействию. Шум влияет на весь организм человека. Все эти факторы подтолкнули нас в 2014 году начать исследование и анализ акустического загрязнения улиц г. Москвы. По результатам исследования самое большое количество людей, живущих в зоне с повышенным уровнем шума, находится в Центральном округе и нельзя однозначно сказать, что уровни шума стали выше или ниже. Дальнейшее сравнение современных уровней шума с советскими не имеет смысла, при этом более половины объектов выходит за рамки допустимых уровней шума. Все вышеприведенные результаты замеров уровней шума свидетельствуют о том, что пришло время активной борьбы за тихое будущее г. Москвы.

Ключевые слова: замеренный уровень шума, улично-дорожная сеть города Москва, допустимые уровни шума.

Assessment of noise level changes from land transport in Moscow

Lagutina N.V.[1], Novikov A.V.[2], Sumarukova O.V.[2]
[1] Associate professor, PhD, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Russian State Agrarian University-Moscow Timiryazev Agricultural Academy", Institute of Amelioration, water management and construction named after A.N. Kostyakov, Moscow, Russia
[2] Senior Lecturer, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Russian State Agrarian University-Moscow Timiryazev Agricultural Academy", Institute of Amelioration, water management and construction named after A.N. Kostyakov, Moscow, Russia

Abstract

The largest area of noise pollution in the city due to the impact of traffic flows. The system of land urban transport in Moscow is one of the largest in the world. The largest cities in the world have already chosen the most optimal solution to the road transport problem. The population of the city is constantly growing and, accordingly, more and more people are exposed to noise. Noise affects the entire human body. All these factors prompted us to start research and analysis of acoustic pollution of Moscow streets in 2014. According to the results of the study, the largest number of people living in an area with high noise level is in the Central district and it is impossible to say unequivocally that the noise levels have become higher or lower. Further comparison of current noise levels with Soviet ones makes no sense, with more than half of the objects going beyond acceptable noise levels. All the above results of noise level measurements indicate that it is time to actively fight for the quiet future of Moscow.

Key words: *measured noise level, Moscow street and road network, permissible noise levels.*

Введение

Наибольшая площадь шумового загрязнения на территории города обусловлена воздействием автотранспортных потоков.

Система наземного городского транспорта Москвы – одна из крупнейших в мире. Сегодня это 7,3 млн пассажиров ежедневно, 10 тысяч автобусов, 1,5 тысячи троллейбусов, 850 трамваев, 417 км трамвайных путей и 1360 маршрутов. Загруженность автомобильных дорог — ключевая проблема г. Москвы, так как ежедневные транспортные заторы являются причинами колоссальных экономических потерь [5].

Зависимость шума автомобилей от скорости движения и передачи носит сложный характер. При малых скоростях движения (менее 50 км/час) основным источником шума автомобиля является двигатель, а характеристики шума автомобилей в меньшей степени зависят от скорости движения. При скоростях движения свыше 50 км/ч наиболее интенсивным источником акустического излучения является шум, возникающий при взаимодействии шин автотранспортного средства с дорожным покрытием [1].

Крупнейшие города мира уже выбрали наиболее оптимальный для себя вариант решения дорожно-транспортной задачи. В Сингапуре и Гонконге ключевыми методами борьбы с транспортными заторами стали высокие пошлины и налоги на автомобили, квотирование количества регистрационных знаков, платный въезд в центр города, а также высокая стоимость топлива и парковки. Лондон, Париж, Сеул, Стокгольм и ряд других крупных городов сделали ставку на развитие и стимулирование использования общественного транспорта в сочетании с выборочными мерами по дестимулированию использования личных транспортных средств.

Население города постоянно растет (2010 г. - 11382,2 тысяч человек, 2014 г. - 12108,3 тысяч человек, 2018 г. - 12506,5 тысяч человек) и соответственно все больше людей подвергается шумовому воздействию. При импульсных и нерегулярных шумах степень воздействия шума повышается [2]. Шум влияет на весь организм человека: угнетает ЦНС, вызывает изменение скорости дыхания и пульса, нарушает обмен веществ, язва желудка, гипертонические болезни, профессиональные болезни. Шум с уровнем звукового давления 30…35дБ является привычным для человека и не беспокоит его. Повышение уровня звукового давления до 40…70дБ в условиях бытовой или природной среды создает значительную нагрузку на нервную систему, вызывает ухудшение самочувствия и при длительном действии может стать причиной неврозов. Воздействие шума уровнем свыше 75дБ может привести к потере слуха. Оценка шумового воздействия на окружающую среду проводится преимущественно инструментальными методами, а также на основе расчетных методик [4].

Все эти факторы подтолкнули нас в 2014 году начать исследование и анализ акустического загрязнения улиц г. Москвы.

1. Оценка численности населения, проживающего в зонах различного уровня шума

Таблица 1

Оценка численности населения, проживающего в зонах уровней шума от 55 до 70 дБ и более 70 дБ, по административным округам города Москвы

Административный округ	**Кол-во домов в округе**	**Число многоквартирных жилых домов в зонах превышений**		**Население округа, % от населения Москвы**	**Население округа, проживающее в зонах превышений, %**	
		55-70 дБ	**>70 дБ**		**>70 дБ**	**55-70 дБ**
Центральный	4353	2037	249	6%	5,90%	46,70%
Северо-Восточный	3196	1248	35	12%	0,90%	38,50%
Восточный	4366	1585	65	13%	1,30%	35,80%

Юго-Восточный	3244	1322	66	11%	1,70%	38,80%
Южный	3117	1184	63	15%	1,20%	35,90%
Юго-Западный	3013	1013	19	12%	0,50%	36,60%
Западный	3201	1110	53	11%	1,30%	34,50%
Северо-Западный	2391	780	42	8%	1,30%	33,80%
Северный	3591	1423	137	10%	3,50%	38,70%
Зеленоградский	478	94	0	2%	0,00%	19,70%
Всего	**30950**	**11786**	**729**	**100%**	**1,70%**	**36,90%**

Как видно из таблицы самое большое количество людей, живущих в зоне с повышенным уровнем шума (более 70 дБ) находится в Центральном округе.

2. Оценка изменения уровни шума от наземного транспорта г. Москвы

Таблица 2

Классификация улично-дорожной сети города [3, 6]

Категория улиц	Основное назначение улицы	Транспортная характеристика
Магистральные улицы:		
Общегородского значения:		
I. Класса	Основные транспортные и функционально-планировочные оси города. Формируют направления преимущественного развития Московской системы расселения. Обеспечивают международные, республиканские, региональные и городские связи. Имеют выходы на внешние автомобильные дороги, к аэропортам, крупным зонам массового отдыха и поселениям в регионе.	Пропуск всех видов транспорта. Движение непрерывное. Пересечения с магистральными улицами – в одном и разных уровнях.
II. Класса	Основные транспортные каналы города. Обеспечивают связи различных функционально-планировочных частей города. Могут иметь выходы на внешние автомобильные дороги.	Пропуск всех видов транспорта. Режим движения непрерывный и регулируемый. Пересечения с магистральными улицами – в одном и разных уровнях.
Районного значения	Основные оси районов. Обеспечивают связи в пределах жилых районов и производственных зон, а также между ними.	Пропуск всех видов транспорта. Режим движения регулируемый.
Улицы и дороги местного назначения:		
Улицы в жилой застройке	Транспортные и пешеходные связи в пределах жилых районов и микрорайонов. Связи с магистральными улицами общегородского и районного значения (за исключением улиц с непрерывным движением транспорта).	Пропуск легкового, специального и обслуживающего район грузового транспорта; в отдельных случаях допускается организация движения массового пассажирского транспорта.
Улицы и дороги в производственных и коммунально-складских зонах	Транспортные связи в пределах производственных и коммунально-складских зон.	Пропуск всех видов транспорта.

Таблица 3

Результаты измерения шумовых характеристик отдельных участков улично-дорожной сети и уровней шума у фасадов домов первой линии застройки за 2014 г.

№п/п	**Адрес измерений**	**Ш/х источника, дБА**	**Измеренные уровни шума, дБА**	**Расстояние до источника, м**
Магистральные улицы общегородского значения 1 класса центра				
1	Ленинский проспект, д. 28	79	79	10
2	Садовая-Черногрязская, д. 13/3	70	70	10
3	Земляной Вал, д. 6	75	75	10
4	Земляной Вал, д. 32	79	79	10
5	Звенигордское шоссе, д. 2	70	70	10
6	Большая Серпуховская, д. 38	77	77	10
7	Валовая, д. 33	76	76	10
8	Б. Строченовский пер. д. 4 (шум от Валовой ул.)	71	71	5
9	Новинский бульвар, д. 11	72	71	11
10	Смоленская площадь, д. 13/21	78	78	10
11	Люсиновская, д. 6	72	65	45
12	Б. Тульская, д. 2	71	65	15
Магистральные улицы общегородского значения 1 класса				
1	МКАД (параллельно ул. Сталеваров) дневное время, затрудненное движение в обоих направлениях	76	64	75
2	Сталеваров, д. 16 корп.1 (шум от ул. Сталеваров и МКАД)	68	64	13
3	Можайское шоссе, д. 23	75	71	25
4	Кутузовский проспект, д. 71	81	76	25
5	Проспект Мира, д. 173	78	73	40
6	Ленинский проспект, д. 152	78	62	50
7	Ленинский проспект, д. 123	80	78	40
8	Минская, д. 23, корп.1	75	64	45
9	Проспект Маршала Жукова, д. 54	76	70	30
10	Спартаковская площадь, д. 1/2	76	76	10
11	Бакунинская, д. 26	71	71	10
14	Ташкентская, д. 32/156 (шум от Волгоградского проспекта)	77	65	40
15	Щелковское шоссе, д. 71, корп.1	76	62	45
16	Щелковское шоссе, д. 32	74	66	37
17	Варшавское шоссе, д. 53	70	62	45
18	Варшавское шоссе, д. 75, корп.1	69	63	20
19	Варшавское шоссе, д. 128, корп.1	74	61	75
20	Варшавское шоссе, д. 16	81	77	10
21	Россошанский проезд, д. 4, корп.1 (шум от Варшавского шоссе)	70	60	55
22	Каширское шоссе, д. 142 корп.1	76	59	100
23	Каширское шоссе, д. 128 корп.1	76	58	80 (от дублера)
24	Каширское шоссе, д. 100	76	56	90 (от дублера)
25	Каширское шоссе, д. 50, корп.1	78	69	20
26	Каширское шоссе, д. 11, корп.1	80	68	45
27	Каширское шоссе, д. 48	78	71	18
28	Рязанский проспект, д. 51	76	62	35
29	1-й Кожуховский проезд, д. 19	74	72	16
30	Б. Тульская, д. 54	73	70	27
31	Бутырская, д. 86	77	70	25

32	Ленинградский проспект, д. 33, корп.5	80	81	
33	Ленинградский проспект, д. 60, корп.1	82	80	7
34	Проспект Мира, д. 108	79	75	9
35	Проспект Мира, д. 184, корп.2	83	63	120
36	Ярославское шоссе, д. 12	81	68	47/17 (до дублера)
37	Липецкая, д. 40	75	68	50
38	Аминьевское шоссе, д. 26	69	65	25
39	Аминьевское шоссе, д. 9	77	61	50
Магистральные улицы общегородского значения 2 класса центра				
1	Бережковская наб., д. 8	78	69	30
2	Большая Дорогомиловская, д. 10	74	71	13
3	Комсомольский проспект, д. 19	75	73	15
4	Комсомольский проспект, д. 46	76	70	25
5	Покровский б-р, д. 16/10	69	69	10
6	Таганская ул., д. 26	70	62	10
7	Нижегородская ул., д. 7	71	64	20
8	Нижегородская ул., д. 70, корп.1	72	71	50
9	Велозаводская, д. 2/2	75	73	10
10	Покровка, д. 21-23/25	70	70	4
11	Комсомольский проспект, д. 14/1	77	69	15 (дублер), 30 (проспект)
12	Комсомольский проспект, д. 44	78	70	10 (дублер), 26 (проспект)
Магистральные улицы общегородского значения 2 класса				
1	Лермонтовский проспект, д. 2 к.1	75	68	25
2	Большая Филёвская, д. 35	73	69	25
3	Хорошевское шоссе, д. 23	76	65	30
4	Авиаторов, д. 30	68	61	25
5	Первомайская, д. 94	71	71	10
6	Открытое шоссе, д. 5, корп.2	65	62	15
7	Хабаровская, д. 5	70	70	10
8	Рязанский проспект, д. 21	71	70	12
9	Михалковская, д. 20	71	65	33
10	Беломорская, д. 11	73	67	17
11	Проспект Вернадского, д. 33	76	68	10 (дублер), 27 (проспект)
12	Полбина, д. 40	73	65	35
13	Краснодонская, д. 14	75	70	17
14	Рябиновая, д. 4	78	68	35
15	Милашенкова, д. 17	77	67	35
Улицы районного значения				
1	Бульвар Дмитрия Донского, д. 8	69	56	40
2	Барклая, д. 17	68	61	30
3	Базовская, д. 22	71	71	10
4	Корнейчука, д. 24	65	62	30
5	Ул. Б. Почтовая, д. 1/33	64	64	10
6	Госпитальный Вал, д. 8	71	71	10
7	Красноказарменная, д. 10	69	65	20
8	Зеленоградская, д. 23А	75	63	20
9	Трофимова, д. 9	68	62	15
10	Красного Маяка, д. 8	71	62	43
11	Дорожная, д. 7, корп.1	73	63	12

12	Новаторов, д. 4, корп.1	73	70	40
13	Шоссейная, д. 66	72	61	13
14	Ставропольская, д. 17	72	66	11
15	Люблинская, д. 109	77	73	5
16	Братеевский мост	78	61	10
17	Кавказский бул., д. 39	71	58	26
18	Яблочкова, д. 30	72	62	13
19	Яблочкова, д. 35	72	58	35
Магистральные улицы районного значения центра				
1	Хамовнический вал, д. 2	73	68	15
2	Студенческая, д. 32	64	64	10
3	Новая Басманная, д. 25/2	71	71	10
4	Кожевническая, д. 17 стр.1	68	66	17
Прочая улично-дорожная сеть				
1	Ф. Энгельса, д. 32/35	60	60	10
2	Госпитальный пер, д. 4/6	62	62	10
3	11-я Парковая, д. 19	65	65	10
4	Уральская, д. 6, корп.1	67	60	50

Анализируя полученные результаты, можно определить самые шумные объекты:

Магистральные улицы общегородского значения 1 класса центра: Ленинский проспект, д. 28, Садовая-Черногрязская, д. 13/3, Земляной Вал, д. 6, Земляной Вал, д. 32, Звенигордское шоссе, д. 2, Большая Серпуховская, д. 38, Валовая, д. 33, Б. Строченовский пер. д. 4 (шум от Валовой ул.), Новинский бульвар, д. 11, Смоленская площадь, д. 13/21.

Магистральные улицы общегородского значения 1 класса: Можайское шоссе, д. 23, Кутузовский проспект, д. 71, Проспект Мира, д. 173, Ленинский проспект, д. 123, Проспект Маршала Жукова, д. 54, Спартаковская площадь, Бакунинская, д. 26, Варшавское шоссе, д. 16, Каширское шоссе, д. 48, 1-й Кожуховский проезд, д. 19, Б. Тульская, д. 54, Бутырская, д. 86, Ленинградский проспект, д. 33, корп.5 и д.60, корп.1, Проспект Мира, д. 108.

Магистральные улицы общегородского значения 2 класса центра: Большая Дорогомиловская, д. 10, Комсомольский проспект, д. 19, Комсомольский проспект, д. 46, Нижегородская ул., д. 70, корп.1, Велозаводская, д. 2/2, Покровка, д. 21-23/25, Комсомольский проспект, д. 44.

Магистральные улицы общегородского значения 2 класса: Первомайская, д. 94, Хабаровская, д. 5, Рязанский проспект, д. 21, Краснодонская, д. 14.

Улицы районного значения: Базовская, д. 22, Госпитальный Вал, д. 8, Новаторов, д. 4, корп.1, Люблинская, д. 109.

Магистральные улицы районного значения центра: Новая Басманная, д. 25/2

Далее проведем замеры на центральных объектах Москвы и выполним сравнительную оценку с замерами уровня шума в советское время.

Таблица 4

Замеры уровня шума на центральных объектах Москвы в 2014 г.

Объекты измерения	**Уровень шума, дБ**	
	Ср. уровень шума	**Макс. уровень шума**
Ул. Тверская, 18А стр.1	74,2	83,2
ул. М. Дмитровка,2	69,8	76,9
Б. Путинковский пер.,5	70,1	75,8
ул. Б. Бронная,29	64,4	70,7

Сытинский пер., 3/25	65,2	68,1
Богословский пер., 8	65,1	68,8
ул. М. Бронная, 10 стр.1	52,8	61,4
ул. Тверская-Ямская,2	66,1	72,5
Камергерский пер., 3	63,7	66
ул. Моховая	69,8	71,6
Никитский пер.	68,8	71,3
ул. Никольская	69	71,3
ул. Мясницкая,6	64,6	70,9
Лубянский проезд	70,2	84,9
ул. Б. Лубянская	66,6	71,2
ул. Кузнецкий Мост,21	60,1	64,3
ул. Рождественка	56,7	65,6
Театральный проезд	70,1	74,2
ул. Б. Якиманка,56	76	81,9
Ленинский проспект, 2	79	81,6
Парк Культуры	63	75,7
ул. Б. Никитская	66	73,3

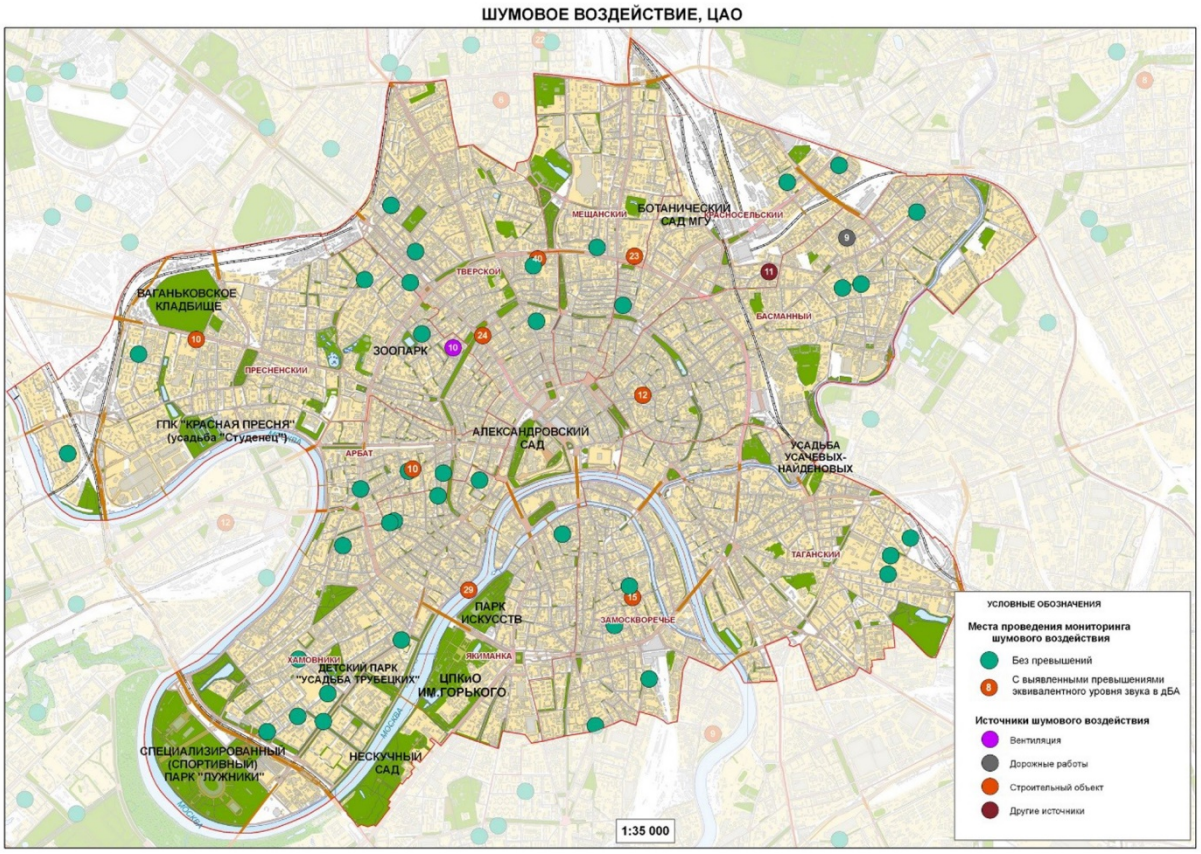


Рис. 1. Шумовое загрязнение в ЦАО

Рис. 2. Сравнение уровней шума центральных объектов Москвы с уровнями советского периода

Анализируя рисунок 2 нельзя однозначно сказать, что уровни шума стали выше или ниже. Это объясняется рядом причин:

1. Возможность неточных измерений, так как основной метод измерения в 30-40-х гг. был субъективным, а в наше время объективный (с помощью шумомера);
2. Неправильно выбранный участок для измерения;
3. Замеры производились в неудачное время, когда проходил более/менее шумный транспорт, что заметно меняет показания.

В связи с вышеперечисленными причинами дальнейшее сравнение современных уровней шума с советскими не имеет смысла. Проведем сравнение этих уровней с допустимым уровнем шума, который в городских условиях составляет порядка 70дБ.

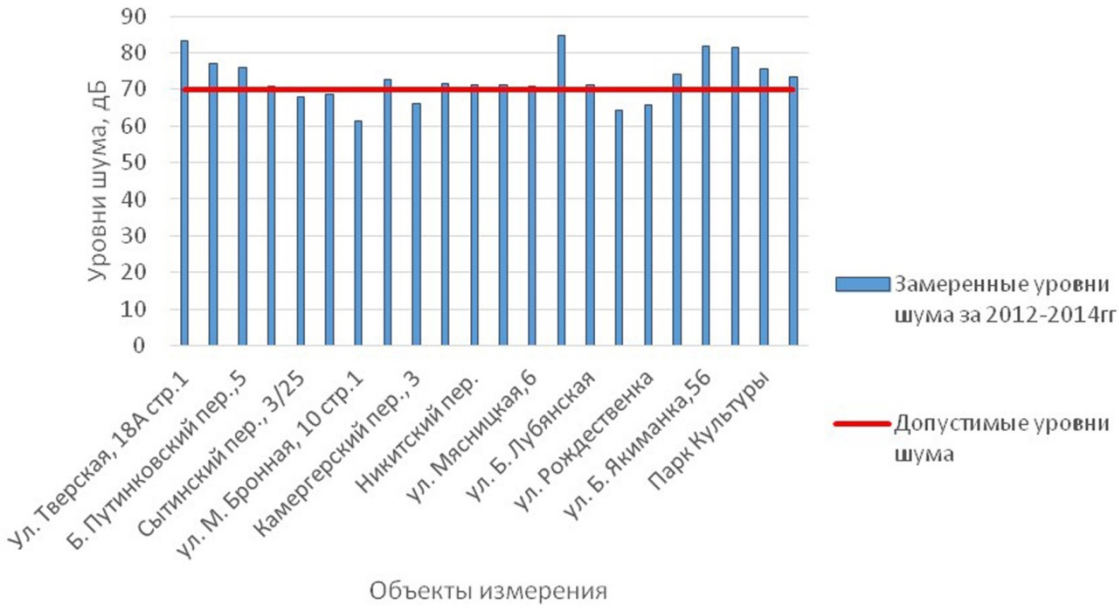


Рис. 3. Сравнение замеренных уровней шума с допустимым уровнем 70 дБ

Из рисунка 3 следует, что более половины объектов выходит за рамки допустимых уровней шума.

Все вышеприведенные результаты замеров уровней шума свидетельствуют о том, что пришло время активной борьбы за тихое будущее г. Москвы.

Заключение

Проведенные исследования не позволяют однозначно сказать, что уровни шума стали выше или ниже. Это объясняется рядом причин:

– Возможность неточных измерений, так как основной метод измерения в 30-40-х гг. был субъективным, а в наше время объективный (с помощью шумомера);

– Неправильно выбранный участок для измерения;

– Замеры производились в неудачное время, когда проходил более/менее шумный транспорт, что заметно меняет показания.

Дальнейшее сравнение современных уровней шума с советскими не имеет смысла. Проведение сравнений замеренных уровней шума с допустимым уровнем шума позволяет сделать вывод, что более половины объектов выходит за рамки допустимых уровней шума.

Список литературы

1. Васильев А. В., Комлик Е. А. Исследование уровня акустического излучения системы «Шины автотранспортного средства-дорожное покрытие» // Noise Theory and Practice. – 2016. – Т. 2. – №. 3 (5). С. 38-44.

2. Волкодаева М.В., Левкин А.В., Демина К.В. Использование шумовых карт города для выбора управленческих решений по регулированию автотранспортных потоков // Noise Theory and Practice. – 2015. – Т. 1. – №. 1 (1). С. 22-31.

3. Истомин В.С. Практическое руководство по текущему ремонту асфальтобетонных покрытий городской дорожной сети. М.: Изд. Прима-Пресс-М, 2001.

4. Новиков А.В., Сумарукова О.В. О методах проблемного обследования ООПТ в рамках учебной практики // Управление объектами недвижимости и развитием территорий: сб. ст. междунар. науч.-практич. конф. / Под ред. В.А. Тарбаева. Саратов: ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, 2017. С. 274-277.

5. Оценка социально-экономического эффекта публикации открытых данных на примере данных общественного транспорта Москвы / Р. Е. Артамонов, С. Б. Датиев, А. Б. Жулин и др.; Нац. исслед. ун-т «Высшая школа экономики», Центр анализа деятельности органов исполнительной власти. — М.: Изд. дом Высшей школы экономики, 2015. — 92 с.

6. Свод правил СП 42.13330.2011 «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений» / утв. Приказом Минрегион России от 28 декабря 2010 г. № 820.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 539.3; 620.178.3
OECD 01.03.AA

Методы виброзащиты – прогнозирование и диагностика остаточного ресурса долговечности материала и конструкций

Овчинников И.Н.[1*], Базиненков А.М.[2],
[1]д.т.н., [2]к.т.н.
[1,2] ФГБОУ ВО Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)

Аннотация

Использованы результаты усталостных испытаний с высокой степенью надежности. Результаты были достигнуты благодаря использованию нового метода испытаний и нового бесконтактного емкостного тензодатчика. Разработаны новые методы определения остаточного ресурса прочности и прогнозирования времени до разрушения на основе “деформационной характеристики усталостного разрушения” и “вибрационной скоростной характеристики усталостного разрушения” материала и конструкций для всех типов режимов работы: моно - и полигармонического, случайного узкополосного и широкополосного. Такие ветровые нагрузки воздействуют на высотные здания, мачты, транспортные мосты и особенно сооружения в сейсмически опасных районах.

Ключевые слова: частота, широкие случайные вибрации, деформация, виброскорость, кривые вибрационные нагрузки, собственные диапазоны спектра.

Methods of vibration protection, prediction and diagnosis of the residual life of the material and structures

Ovchinnikov I.N.[1], Basenkov A.M.[2].*
[1]*Doctor of sciences, Bauman Moscow State Technical University (national research University)*
[2]*PhD, Bauman Moscow State Technical University (national research University)*

Abstract

The results of fatigue tests with a high degree of reliability were used. The results were achieved due to the use of a new test method and a new non-contact capacitive strain sensor. A new methods have been developed for determining the residual life of durability and for predicting the time to failure based on the “deformation characteristic of fatigue failure” and “vibration velocity characteristic of fatigue failure” of the material and structures for all types of operating modes: mono- and polyharmonic, random narrow-band and wide-band. Such wind loads affects to high-rise buildings, masts, transport bridges and especially structures in seismically hazardous areas.

Keywords: *frequency, broad random vibrations, deformation, vibration speed, vibration loading, curves of the vibration loading, fatigue curves, own spectrum bands*

Введение

Потребители современной техники предъявляют высокие требования к надежности и материалоемкости конструкций. По мере усложнения машин и сооружений и ужесточения условий их работы резко возрастают масштабы вредных последствий опасных для жизни человека аварий и катастроф (авиалайнеров, мостов, высотных

[*]*Автор корреспондент: iovchin@mx.bmstu.ru (Овчинников И.Н.)*

сооружений), загрязняющих окружающую среду (танкеров, АЭС, газо- и нефтепроводов и т.д.). Эти аварии наносят значительный экономический ущерб. Нахождение компромисса максимума надежности при минимуме массы заложено в развитии методов адекватного определения поведения материалов в конструкции на заданный ресурс и надежность. Этот сложный комплекс вопросов экспериментального и теоретического плана, включает: 1) определение поведения материала при известных нагрузках (его структурные и деформационные изменения); 2) выбор критериев, характеризующих поведение материала; 3) проведение испытаний в условиях, близких к эксплуатационным; 4) создание испытательного оборудования, воспроизводящего заданные условия и регистрирующего поведение материала; 5) использование математической статистики для объективной оценки результатов опыта; 6) развитие теории усталости; 7) создание методов диагностики усталостного разрушения и неразрушающего контроля; 8) создание методов прогнозирования остаточного ресурса, необходимых для предотвращения аварий, подготовке замены изделий при эксплуатации - решении экономических проблем.

«Изучение колебаний, как и вообще всех задач механики, должно основываться на эксперименте. Использование всякой теории неизбежно связано с некоторыми специфическими трудностями. Проблема состоит не просто в точности вычислений. Мы никогда не можем быть уверены в том, что не пренебрегли чем-то весьма существенным» [1].

Для наиболее опасных участков транспортных конструкций проводится рентгеновский, ультразвуковой, акустоэмиссионный, вихретоковый контроль с целью поиска образовавшихся дефектов. Но все эти методы не поддаются точному метрологическому контролю, огромное количество видов дефектов не дает однозначной связи с напряженно–деформированным состоянием объекта, что и не позволяет достоверно прогнозировать остаточный ресурс долговечности [2]. К этой проблеме подход должен быть комплексным [3].

1. Новый емкостной датчик изгибных деформаций (ЕДД)

С целью повышения достоверности и надёжности результатов испытаний была разработана серия неразрушающихся бесконтактных емкостных датчиков, позволяющих измерять сколь угодно долго практически неограниченные по величине изгибные деформации. Емкостные датчики [4,5], в отличие от тензорезисторов, которые давно критиковали известные ученые [6,7], не деформируются вместе с объектом, не накапливают повреждений и поэтому сохраняют постоянными метрологические характеристики. В этих датчиках использовано принципиально новое относительное перемещение обкладок по сравнению с известными конструкциями емкостных датчиков. Для измерения деформации плоских и цилиндрических поверхностей с нулевой гауссовой кривизной в окружном направлении создан емкостной датчик деформации ЕДД-1. Он состоит из металлической обкладки 1 с цилиндрической рабочей поверхностью, через слой диэлектрика 2 прижатой (или расположенной очень близко) к исследуемой поверхности 3, являющейся второй обкладкой конденсатора, при изгибе которой (образца) электрический сигнал, снимаемый с обкладок, пропорционален кривизне, и, следовательно, изгибной деформации исследуемого объекта (рис. 1).

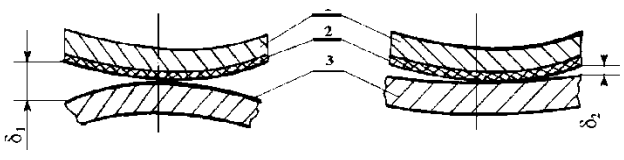


Рис. 1. Емкостной датчик деформаций для плоских и цилиндрических поверхностей (ЕДД-1)

2. Эксперимент

Разработана специальная методика, исключающая упрощение случайного процесса [8] и использующая бесконтактный ЕДД-1. Проведены испытания на усталость образцов материала с десятью типами спектров вибронагружения, которые имитируют режимы, встречающиеся в эксплуатации.

Режимы моно- и полигармонические на первой (f_1) и первых трёх (f_1, f_2 *и* f_3) собственных частотах балки. Эти режимы формировались двумя способами: как обычно внешними генераторами (режимы №1 и №2) и новой, разработанной системой автоколебательного режима (САКР) [5]: режимы №9 и №10. Эта система поддерживает заданную деформацию до разрушения образца.

Режимы случайные узкополосные одно- (№3) и трехмодальные (№4) со средними частотами $f_{ср}$, равными первой (f_1) и первым трём (f_1, f_2 *и* f_3) собственным частотам образца и шириной спектра Δf, равной ±10% от $f_{ср}$ для каждого спектра.

Режимы случайные со сплошным, постепенно расширяющимся спектром с $f_{ср}=f_1$ и Δf=10, 30, 100 и 300 Гц (режимы №№5-8); эти режимы являются широкополосными по сравнению с режимами №3 и №4.

3. Деформационная характеристика усталостного разрушения материала

Нагружение с постоянным виброускорением подразумевает режим вибрационных испытаний, но именно так, в соответствии с нормативными документами, проводятся усталостные испытания на электродинамических стендах образцов материалов и ряда деталей, в первую очередь – турбинных лопаток. Как правило, на начальном этапе нагружения тензорезистором измеряется деформация в опасном сечении или перемещение свободного конца консольно закрепленного объекта, по которому расчетным путем определяется деформация в заделке. Принято считать, что с этим (начальным!) значением деформации испытания идут вплоть до разрушения, а постоянными поддерживаются либо параметры на вибростоле, либо перемещение свободного конца объекта [9]. Но если деформация отражает состояние объекта, то почему образец разрушается, а деформация его остается прежней? Кстати, и в расчетных методах принято считать [10], что деформация объекта в процессе усталостного нагружения не изменяется.

В ходе испытаний на режимах №№1-8 поддерживалась постоянной виброскорость (для контроля выборочно – виброускорение) стола вибростенда, а значит и сечения образца в заделке, которая и являлась входным контролируемым параметром. Выходным параметром была деформация в том же опасном сечении образца. На всех режимах средняя деформация в образце в течение 70...85% времени испытаний постепенно возрастала на 15...60% от первоначальной, а затем более резко уменьшалась и перед разрушением была близка к первоначальному значению (рис. 2). Такой разброс значений деформации при ее изменении по времени зависит от типа испытательного спектра и уровня нагружения.

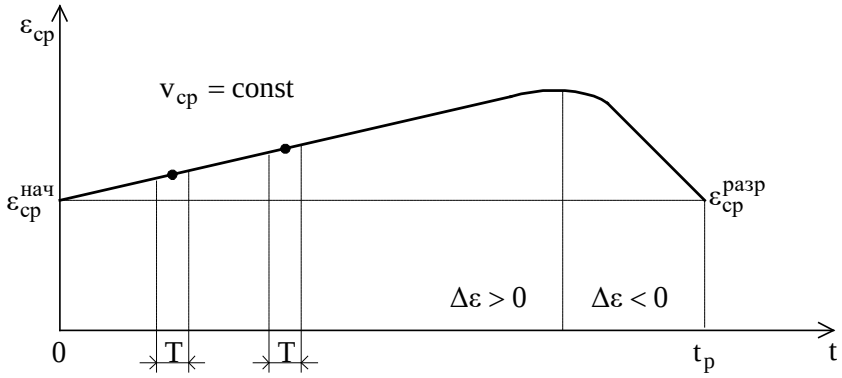


Рис. 2. Изменение во времени средней деформации в опасном сечении образца при постоянном среднем значении виброскорости («деформационная характеристика усталостного разрушения материала»)

Получено множество аналогичных кривых для всех уровней нагружения при построении кривой усталости для различных режимов. И только благодаря тому, что в эксперименте постоянно, а в контрольных испытаниях каждую минуту (в течение T=15 с или T=30 с) измеряли величину средней деформации ε_{cpi}. Измеренным значениям соответствуют точки, через которые и проведена кривая. Поскольку характер изменения величины ε_{cpi} для восьми испытательных режимов идентичен, ее среднее значение $\varepsilon_{cp} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\varepsilon_{cpi}$ принято за меру деформации (напряжения) образца за все время нагружения; n – количество измерений.

При остановке испытаний на значении $\varepsilon_{cpi} = \varepsilon_{cp}^{нач}$ (начальное значение измерения) в образце визуально легко обнаруживалась магистральная поперечная трещина, занимающая практически всю ширину образца. Время достижения величиной ε_{cpi} начального уровня (после прохождения максимального значения) принималось за время разрушения образца t_p при $\varepsilon_{cp}^{разр} = \varepsilon_{cp}^{нач}$, образец практически надламывался (рис. 2).

Полученная новая характеристика материала, во-первых, позволяет проводить диагностику усталостного разрушения материала и прогнозировать остаточный ресурс образца по прямому измерению физической величины – деформации. С положительным приращением деформации ($+\Delta\varepsilon$) до максимума кривой материал балки работает основную часть времени нагружения и в безопасной области. Можно считать, что на этом этапе испытаний происходит разупрочнение материала, так как постоянной нагрузке соответствует все более возрастающая деформация. При появлении отрицательного приращения деформации ($-\Delta\varepsilon$) после максимума кривой время до полного разрушения можно достаточно точно прогнозировать по выявленной зависимости. Сам факт существования показанной на рис. 2 зависимости говорит о том, что процесс накопления повреждений не проходит бесследно, он отражается на состоянии материала и фиксируется бесконтактным датчиком деформаций. Очевидно, что в зоне экстремума происходят уже необратимые изменения в материале - это начало развития магистральной трещины в образце, которая прогрессирует и ведет к достаточно быстрому разрушению. Усталостное разрушение есть временной процесс [11].

Таким образом, при положительном знаке приращения деформационной характеристики усталостного разрушения ($\Delta\varepsilon>0$) материал конструкции работает в безопасной области, при смене знака производной ($\Delta\varepsilon<0$) необходимо принимать соответствующее решение по обеспечению безопасности конструкции. Деформационная система диагностики, оснащенная бесконтактными емкостными датчиками, может устанавливаться на объект контроля (самолет, космическая станция, магистральный

трубопровод, морская платформа, каркас высотного здания, мост) для работы в эксплуатации. Ее задача - сравнивать процесс изменения деформации материала конструкции с находящейся в памяти системы деформационной характеристикой усталостного разрушения, полученной предварительно в лаборатории экспериментально.

При стандартных испытаниях строят кривую усталости по начальному значению деформации. А по сути, как показывает деформационная характеристика усталостного разрушения материала, кривую усталости следует строить по среднему значению напряжения (деформации) за весь период нагружения Ошибки по долговечности за счет недостоверного определения деформаций при построении кривой усталости, где время до разрушения t_p откладывается в логарифмическом масштабе, могут составлять сотни процентов.

4. Виброскоростная характеристика усталостного разрушения материала

Создание недеформирующегося вместе с объектом емкостного датчика деформаций позволило с помощью самовозбудителя автоколебательного режима (САКР) [5], впервые в мировой практике удалось реализовать на детерминированных резонансных режимах нагружение с постоянным значением деформации (режимы №9 и №10). Полигармонические режимы воспроизводились с постоянным средним значением деформации, осуществляемом поддержанием постоянного уровня деформации на каждой гармонике. В процессе испытаний все время контролировались значения собственных частот образцов. Их уменьшение начиналось незадолго до разрушения образцов и не превышало пяти процентов. Поэтому можно считать, что основную часть времени нагружения модуль упругости материала E=const, а напряжения пропорциональны деформациям.

Кривая изменения виброскорости стола стенда по времени, практически одинаковая для моно- и полигармонических режимов, представлена на рис. 3. Получена она, как и кривая на рис. 2, построением по точкам, соответствующим измеренной каждую минуту средней виброскорости за время T=15 с или T=30 с.

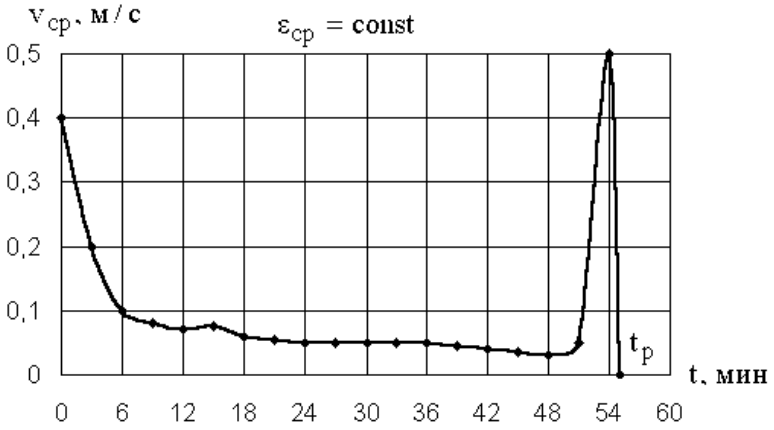


Рис. 3. Изменение во времени средней виброскорости в опасном сечении образца при постоянном среднем значении деформации («виброскоростная характеристика усталостного разрушения материала»)

Эта кривая, как и кривая на рисунке 2, является своеобразной характеристикой процесса накопления повреждений также по физическому параметру, и названа она «виброскоростной характеристикой усталостного разрушения». Характер этой зависимости существенно отличается от первой характеристики процесса накопления усталостных повреждений. Быстрое снижение виброскорости на начальном этапе нагружения можно объяснить разупрочнением материала. Виброскоростная

характеристика усталостного разрушения материала, по сравнению с деформационной характеристикой, на основном участке более пологая и резкий скачок лишь на последнем участке. Очевидно, из-за разного масштаба предствленных процессов. После исчерпания порядка 95% ресурса долговечности виброскорость стола резко возрастает до значения, несколько превышающего начальное, а затем еще более резко, практически мгновенно, падает до нуля одновременно с доламыванием образца. Резкое увеличение виброскорости можно объяснить тем, что в появившейся трещине произошло локальное упрочнение в ее вершинах, которое вибростенд вынужден преодолеть, поддерживая заданную деформацию. С другой стороны, при наличии уже заметной трещины нарушается прежняя форма изгиба балки. Датчик, до этого регистрировавший постепенное изменение кривизны балки, может выдать сигнал, неадекватно отражающий реальную деформацию. Время разрушения балки фиксируется корректно.

Характер изменения виброускорения стола при том же режиме аналогичен описанному (рис. 3), но максимальные значения в начале и в конце нагружения значительно меньше, чем у виброскорости, отличаются от средней величины.

5. Реальное прогнозирование усталостного разрушения материала

На рисунках 2 и 3 представлены «эталонные кривые» ресурса долговечности, полученные при испытаниях. В эксплуатации, естественно, нагрузки на конструкцию по времени меняются, что приводит и к изменению виброскорости ее элементов. Для самолета, например, величина виброскорости в контрольных точках будет различной для режимов взлета и посадки, крейсерского полета или форсажных режимов. Однако качественное отличие процесса от кривой рисунка 2 будет только в скорости приращения амплитуды средней деформации на конкретном режиме. Аналогичная ситуация и для строительных конструкций: разные нагрузки – разный результат их воздействия (рис. 4).

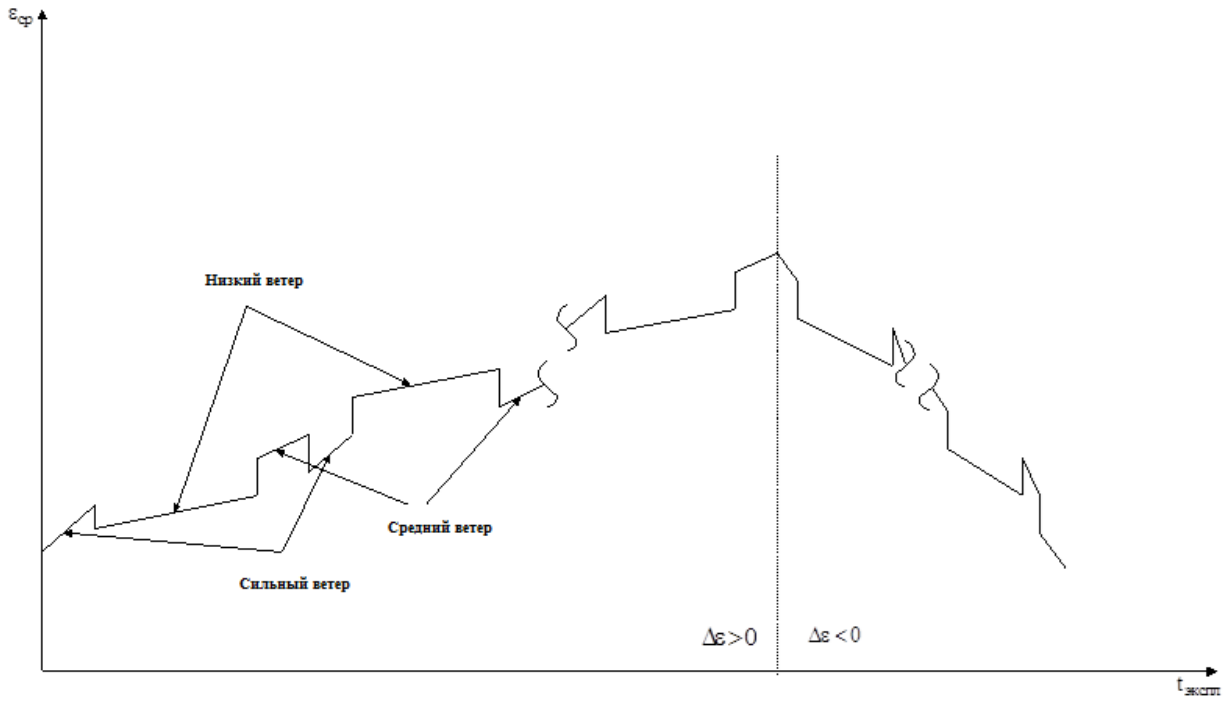


Рис. 4. «Деформационная характеристика усталостного разрушения материала» при чередовании трех блоков нагрузки при эксплуатации строительной конструкции: низкий ветер - средний ветер - сильный ветер

6. Новые результаты исследований на базе высокой степени достоверности результатов испытаний

1. Оказалось возможным путем подбора системы координат представить десять кривых усталости для всех испытательных режимов в аналитическом виде [12]. Графически это изображалось сначала пучком параллельных прямых, а затем и одной прямой, что очень удобно для прогнозирования усталостных свойств материала.

2. Обнаружено существование «собственных полос спектра», по сути аналогичных собственным частотам, но проявляющимся при широкополосной случайной вибрации [13,14,15].

Из результатов моделирования следует, что собственные полосы спектра механической системы должны определяться по экстремумам среднего напряжения $\underline{\sigma_{cp}}$ и средней виброскорости V_{cp} (рис.5, внизу) сканированием спектра ШСВ по частотному диапазону (рис.5, средний). Как сканированием частоты определяются собственные частоты системы (рис.5, верхний).

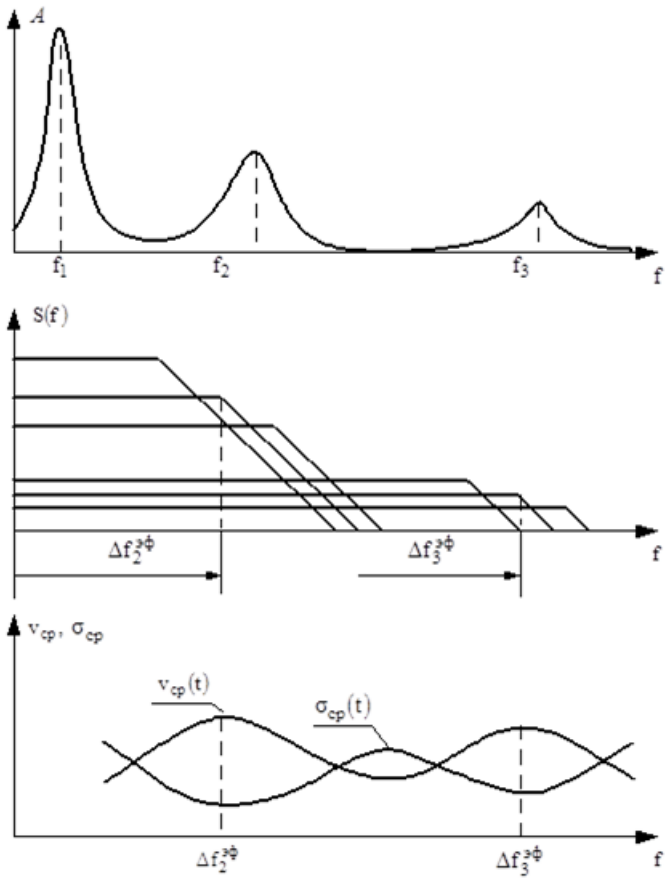


Рис. 5. АЧХ объекта испытаний (вверху), спектральная плотность внешнего воздействия (в середине), параметры реакции объекта испытаний (внизу)

Наличие экстремумов в представленных зависимостях объясняется свойствами динамики объекта: при расширении спектра возбуждения (с сохранением его мощности) возбуждаются заметные колебания балки в области ее следующей собственной частоты, а в области предыдущей собственной частоты уровень колебаний падает. Происходит перераспределение интенсивности колебаний в областях собственных частот балки и при $\Delta f = \Delta f_n^{\text{эф}}$ параметры нагружения при каждом возрастании «n» принимают экстремальные значения, но с меньшей амплитудой. При этом число экстремумов на единицу меньше количества учитываемых собственных частот механической системы.

Существование экстремумов в этом процессе подтверждено теорией [9]. Существует такая ширина спектра вибронагружения, названная собственной (эффективной), при которой оптимально соотношение (в вероятностном аспекте) амплитуд составляющих колебательного процесса на собственных частотах. На этой ширине спектра потребление энергии вибратором существенно ниже, чем при более узких и более широких спектрах.

Собственные полосы спектра – новые свойства механической системы, как и тяжелейший режим ШСВ, определяемый динамикой объекта испытаний, необходимы для повышения степени воспроизводимости результатов испытаний, стандартизации режимов вибрационных и усталостных испытаний, формирования режимов ускоренных испытаний, в технологических процессах, для оценки опасности эксплуатационной вибрации, в акустике.

Благодарности

Работа выполнялась при поддержке гранта РФФИ № 18-08-01512.

Список литературы

1. Бишоп Р. Колебания. – М.: Наука, 1979. – 160 с.
2. Коллинз Дж.. Повреждение материалов в конструкциях, анализ, предсказание, предотвращение. Москва. Издательство «Мир».1984. 624 с.
3. Махутов Н.А., Гаденин М.М., Иванов В.В., Миодушевский П.В. Научно-методические основы дефектоскопии, диагностики и мониторинга состояний материалов и технических систем. Заводская лаборатория. Диагностика материалов. Том 81, № 10, 2015. с. 47-56.
4. Овчинников И.Н. Емкостной датчик для измерения изгибных деформаций // Приборы и системы управления. 1995. №3. С. 25.
5. Овчинников И.Н., Степнев В.А. Бесконтактный емкостной датчик изгибных деформаций. Система автоколебательного режима испытаний // Международный научно-технический сборник «Надежность и долговечность машин и сооружений». Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины. Вып. 40, 2015. – с. 51-59.
6. Болотин В.В., Набойщиков С.М. К теории датчиков повреждений и счетчиков ресурса. – В кн.: Расчеты на прочность. М.: Машиностроение, 1983, вып. 24. с. 79-94.
7. Трощенко В.Т., Бойко В.И. Датчик усталостного повреждения и обоснование его использования. Сообщение 1 // Проблемы прочности. 1985. №1. – с. 3-8. Сообщение 2 // – с. 8-14.
8. Овчинников И.Н. Методика испытаний при сложном вибрационном нагружении. // Заводская лаборатория, 1986, № 10. – с. 69-74.
9. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. – М: Машиностроение, 1993. – 240 с.
10. Гусев А.С. Теоретические основы расчетов на сопротивление усталости. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 48 с.
11. Петров В.А., Башкарев А.Я., Веттегрень В.И. Физические основы прогнозирования долговечности конструкционных материалов. – С.-П.: Политехника, 1993. 475 с.
12. Овчинников И.Н., Ермишкин В.А. Аналитическое описание кривых усталости. // Проблемы механики современных машин. Материалы третьей международной конференции. Т. 1. Улан - Удэ: РИО Восточно-Сибирского государственного технологического университета, 2006. – с. 183-187.

13. Овчинников И.Н. Собственные полосы спектра – аналог собственных частот механических систем. // XI Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. Казань, 2015 г. с. 4355-4357.

14. Овчинников И.Н. Максимальный уровень широкополосной случайной вибрации на собственных полосах спектра механических систем. // Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации». Санкт-Петербург. 2015. с. 626-637.

15. Ovchinnikov I. N. The hardest mode of broadband random vibration on the own spectrum bands of mechanical systems. Proceedings 24 International Congress on Sound and Vibration, London, 2017.

УДК 534.836.2
OECD 01.03.AA

Вклад структурного шума при оценке шумовых характеристик автотранспортных магистралей

И.К.Пименов[1*], А.Д. Кузнецова[2], С.Б.Марков[3], Н.А. Дементьев [4]

[1]Профессор, Государственного морского технического университета, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Ассистент, Государственного морского технического университета, г. Санкт-Петербург, Россия
[3] Руководитель испытательной лаборатории ЗАО «Экотранс-Дорсервис», г. Санкт-Петербург, Россия
[4] Инженер-акустик, ООО «Акустическое бюро «Сайленс», г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы оценки звукоизлучения (структурного шума) крупноразмерными металлическими конструкциями искусственных сооружений автодорог, возникающего от вибрации дорожного полотна при движении транспортных средств. Такая оценка весьма важна для прогнозирования шумового воздействия от транспортных потоков.

Авторами проведены измерения шума и вибраций подобных конструкций. Представлен анализ результатов одной из серий измерений, наиболее наглядно демонстрирующих возможность учета структурного шума.

На основании результатов анализа натурных измерений шума и вибрации, установлено наличие значимого вклада структурного шума, в общем уровне шума создаваемого искусственным сооружением.

Разработан алгоритм (модель) расчета структурного шума от изгибных колебаний ортотропной плиты на основе измерений ее вибрации. Выполнен расчет уровней структурного шума и сопоставление с данными натурных измерений. Оценена предельная реализуемая эффективность мероприятий (например, установка АЭ) по снижению воздушного шума от металлических искусственных сооружений.

Ключевые слова: транспортные потоки, автодороги, искусственное сооружение, пролетное строение, ортотропная плита, ребра жесткости, звукоизлучение, структурный шум, вибрация дорожного полотна, изгибные колебания, шумозащитные мероприятия, методика.

Contribution of structural noise in the evaluation of noise characteristics of highways

Pimenov I.K.[1], Kuznetsova A.D.[2] , Markov S. B.[3], Dementev N.A.[4]*
[1]Professor, State marine technical University, St. Petersburg, Russia
[2]Assistant, State marine technical University, St. Petersburg, Russia
[3]Head of testing laboratory «Ecotrans-Dorservice», St. Petersburg, Russia
[4]Engineer, OOO Acoustic bureau «SILENCE», Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article deals with the evaluation of sound emission (structural noise) large-size metal structures of artificial structures of roads arising from the vibration of the roadway when driving vehicles. This assessment is very important for predicting noise effects from traffic flows.

The authors carried out measurements of noise and vibration of such structures. The analysis of the results of one of the series of measurements that most clearly demonstrate the possibility of structural noise accounting is presented.

Based on the results of the analysis of field measurements of noise and vibration, the presence of a

[*]*Автор корреспондент: ikpimenov@list.ru (Пименов И.К.)*

significant contribution of structural noise in the total noise level generated by the artificial structure.

The algorithm (model) of calculation of structural noise from bending vibrations of orthotropic plate on the basis of measurements of its vibration is developed. The structural noise levels were calculated and compared with the data of full-scale measurements. Estimated marginal implemented efficiency measures (e.g. installation of AE) to reduce airborne noise from the metal structures.

Key words: *traffic flows, artificial construction, an orthotropic plate, stiffeners, acoustic effects, structural noise, vibration of the roadway, noise control measures, noise control measures, methodology.*

Введение

В настоящей статье рассматриваются некоторые новые аспекты проблемы прогнозирования шумового воздействия от транспортных потоков, возникающие в связи с развитием технологий строительства искусственных сооружений для автодорог.

Основы методов расчета и оценки шумового воздействия транспортных потоков на прилегающие территории и застройку, были разработаны достаточно давно и прошли определенный путь развития. Результаты расчетов многократно проверялись на практике и соответствующим образом корректировались и уточнялись.

Задача по определению шумовой нагрузки на нормируемые объекты, как правило, содержит две основные составляющие:

- Определение шумовой характеристики источника шума (транспортного потока) на некотором базовом расстоянии.
- Определение уровня шума в интересующей расчетной точке. Расчеты сводятся к определению затухания шума при распространении его на местности.

Однако, как выясняется, существующие методики [1-3] не могут учесть некоторые весьма важные (и зачастую неочевидные) факторы, которые появляются в результате развития и совершенствования технологий дорожного строительства. Как показывают результаты практических исследований, такие неучтенные факторы могут существенным образом влиять на конечные результаты расчетов.

Известно, что кроме собственно шума генерируемого движущимися автомобилями, в результате динамического взаимодействия колес транспортных средств и дорожного покрытия возникает вибрация дорожного полотна. В настоящее время, это явление рассматривается в аспекте сугубо вибрационного воздействия, т.е. решается задача по расчету и оценке уровня создаваемой вибрации, процесса ее распространения от источника к приемнику и воздействия ее либо на конструкцию зданий, либо на нормируемые помещения, где вибрация может оказывать сверхнормативное влияние на людей [4].

Рассматриваются также и вторичные эффекты вибрационного воздействия - вибрации звукового диапазона, распространяющиеся по конструкциям зданий, могут проявляться в виде т.н. *структурного шума*. Указанный подход описывается в ГОСТ Р ЕН 12354-5-2012[5].

Следует обратить внимание на то, что за последнее время, конструкции дорог значительно усложнились. Так, например, при строительстве дорог в сложных городских условиях, все чаще используются не земляные насыпи или ж/б сооружения, а искусственные сооружения выполненные целиком из металла и имеющие сложную пространственную конструкцию. Вопросы, связанные с шумоизлучением и вибрацией на таких дорожных объектах ранее тщательно не рассматривались.

За длительное время работы в дорожной отрасли, при проведении расчетов шумового воздействия от мощных транспортных магистралей и последующим их натурным обследованием, появилось значительное количество фактов указывающих на то, что шум излучаемый транспортом, движущимся по металлическим искусственным сооружениям не описывается существующими методиками. Уровни шума, измеренные в ходе натурных обследований современных металлических искусственных сооружений

(например на КАД вокруг СПб и др.), существенно отличались от расчетных значений. В основном указанное различие наблюдалось в случае установки акустических экранов. Т.е. помимо шума излучаемого транспортными средствами при их взаимодействии с дорожным покрытием, появляется дополнительный источник шума.

Таким образом, можно предположить, что динамическое взаимодействие транспортных средств с дорожным полотном искусственного сооружения, особенно в случае использования металлических конструкций, может возбуждать вибрацию звукового диапазона, которая в свою очередь станет причиной звукоизлучения шума *самой конструкцией*.

Изучение материалов в области оценки шумового воздействия автотранспортных потоков в известных (как отечественных, так и зарубежных) источниках[6-9] не дало ответа на рассматриваемый вопрос.

Известно, что вопросы звукоизлучения крупноразмерными металлическими конструкциями, хорошо изучены в судостроении. Соответственно, методы, применяемые для расчета структурного шума в судостроении можно попробовать применить и для дорожных искусственных сооружений.

Задачу по расчету структурного шума металлического искусственного сооружения следует разделить на две важных составляющих:

- На основании результатов анализа натурных измерений шума и вибрации, установить наличие значимого вклада структурного шума, в общем уровне шума создаваемого искусственным сооружением.
- Разработать модель звукоизлучения дорожной конструкции, выполнить расчет уровней структурного шума и сопоставить их с данными натурных измерений.

Авторами были проведены неоднократные измерения шума и вибраций подобных конструкций. Ниже представлен анализ результатов одной из серий измерений, наиболее наглядно демонстрирующих возможность (а в ряде случаев и необходимости) учета структурного шума, создаваемого такими конструкциями.

1. Анализ измерений уровней шума и вибрации

На рис.1 приведены результаты измерений уровней звукового давления (далее УЗД) под полотном ортотропной плиты дорожного полотна [10]. Измерения проведены на участке мостового сооружения между двумя железобетонными опорами, у одной из которых находился деформационный шов. На исследуемом участке были установлены акустические экраны. Точки измерений воздушного шума располагались на расстоянии 2м под ортотропной плитой. В выбранных точках измерений шум определяется исключительно звукоизлучением самой ортотропной плиты, т.к. дифракционной составляющей шума транспортного потока при наличии АЭ, очевидно, можно пренебречь, а проникающая составляющая очень мала из-за высокой звукоизоляции плиты. Часть измерений выполнена вблизи 1-ой опоры, над которой расположен деформационный шов дорожного полотна, другая часть измерений проведена в районе второй опоры (при отсутствии деформационного шва).

Из сопоставления спектров УЗД видно различие в звукоизлучении ортотропной плиты при наличии и отсутствии деформационного шва:

- УЗД в районе 2-й опоры обладают меньшим разбросом, чем УЗД в районе 1-й опоры при наличии деформационного шва.
- На частоте 125Гц и соседних 1/3 октавах УЗД при наличии деформационного шва на 15-20дБ выше, чем при его отсутствии.
- На частотах 400-1600 Гц звукоизлучение у 1-й опоры больше звукоизлучения у 2-й опоры на 6-8 дБ.
- На частоте 12,5 Гц звукоизлучение на 2-й опоре больше чем у 1-й, поскольку нет деформационного шва и конструкция плиты более жесткая.

Анализ указанных различий свидетельствует о наличии двух дополнительных (помимо шума транспорта) типов излучений структурного шума конструкции:

- звукоизлучение пластины в виде ортотропной плиты. Это протяженный источник шума, близкий к линейному источнику (затухание звука от которого на расстояниях соизмеримых с протяженностью рассматриваемого участка дорожного полотна между опорами, происходит по зависимости 10lg(r)). Этот источник в поперечной к нему плоскости не имеет направленности, по крайней мере, в пределах +/- 60 град от нормали;

- звукоизлучение в районе деформационного шва, связанное с «ударным» динамическим воздействием (от проезда большегрузных транспортных средств) незащемленного края дорожного полотна по ответной части конструкции деформационного шва.

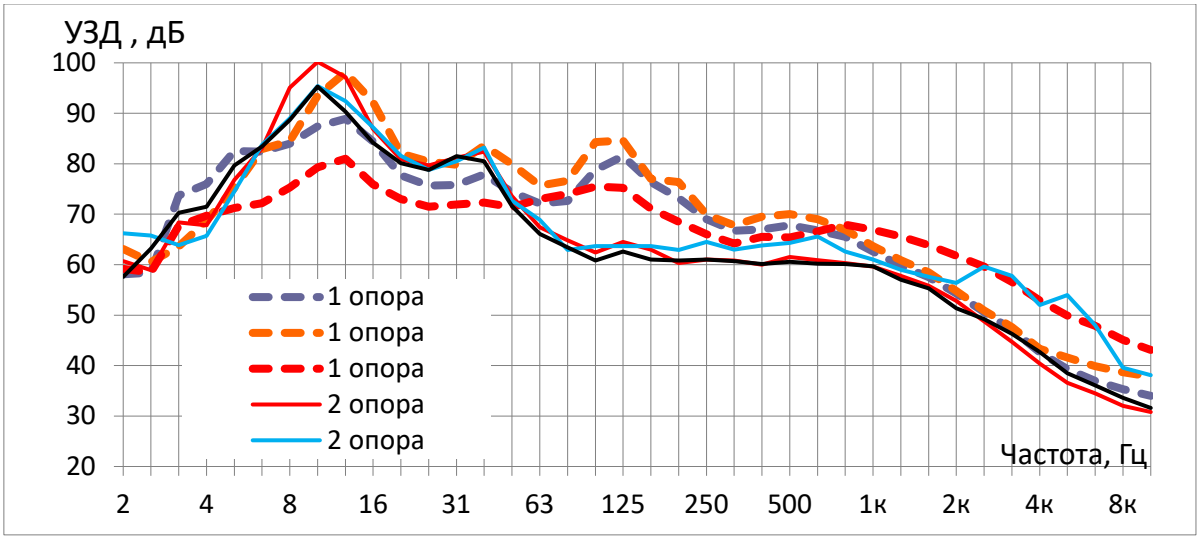


Рис. 1. Результаты двух серий измерений в 2м под ортотропной пластиной, одна из которых выполнена вблизи 1-й опоры, вторая - в районе 2- опоры.

На рис 2 приведены результаты измерений шума непосредственно под объектом на территории между двумя опорами. Измерения проводились в течение 2-х часов интенсивного движения автотранспорта. Из сравнения графиков на рисунке видно:

- незначительный разброс УЗД на всех частотах, который коррелирует с небольшим разбросом УЗД под полотном дороги (рис. 1) у 2-й опоры;

- наличие двух частотных пиков на частотах 12,5Гц и 125Гц, характерных для 2-й и для 1-й опоры (с деформационным швом) соответственно.

Таким образом, можно утверждать, что кроме октавной полосы вблизи 125Гц, где УЗД определяются звукоизлучением «деформационного шва», в остальном частотном диапазоне звукоизлучение определяется структурным шумом пластины в виде ортотропной плиты.

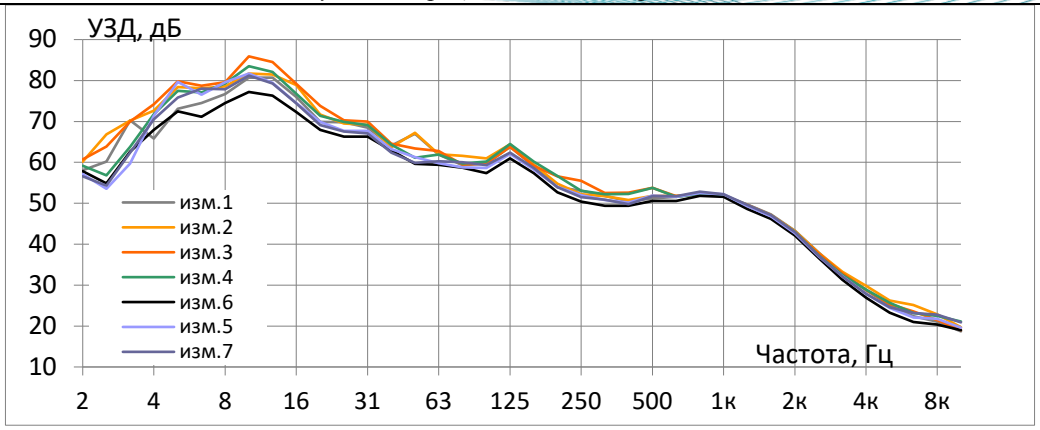


Рис. 2. Результаты измерений выполненных на протяжении трех часов под пролетным строением на земле между двумя опорами.

На рис.3 приведены разности Δ УЗД (дБ) между результатами измерений (две пары измерений, в начале и в конце серии измерений) выполненных непосредственно под ортотропной плитой и на территории под пролетным сооружением между опорами:

$$\Delta = L_o - L_r \quad (1)$$

где: L_o – УЗД под ортотропной плитой на расстоянии 2 м; L_r – УЗД на территории под пролетным сооружением между опорами.

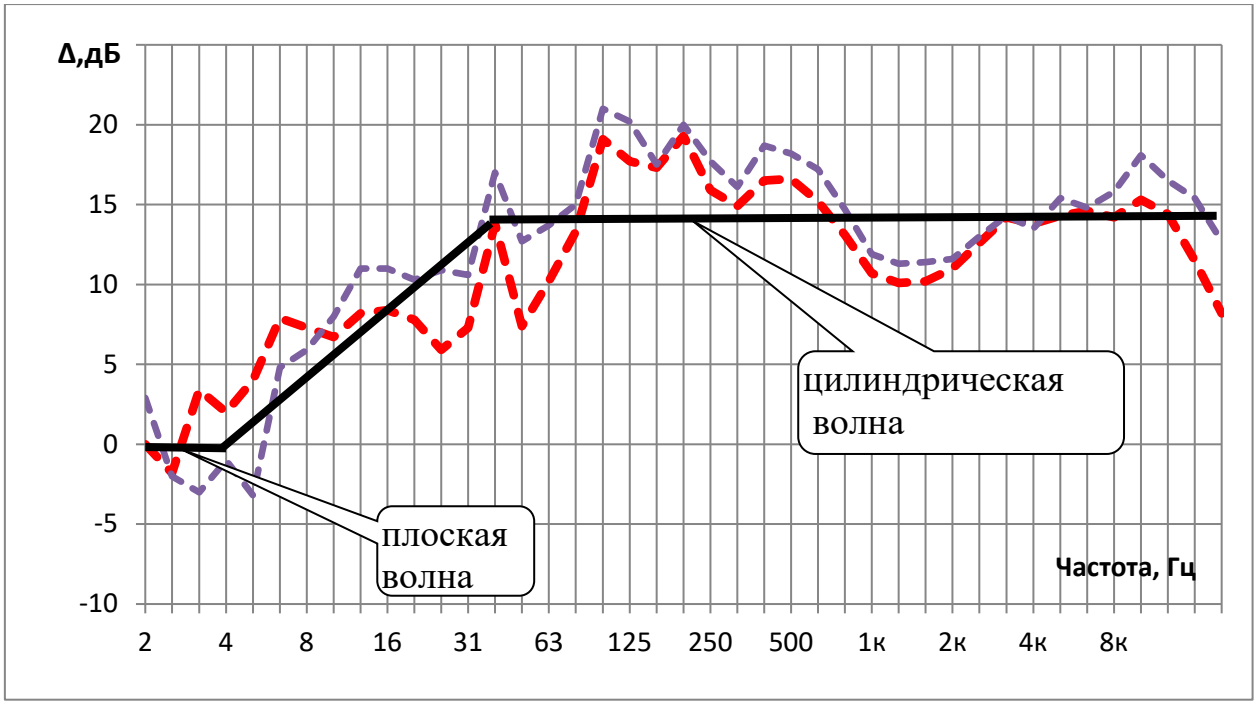


Рис. 3. Разность (Δ) УЗД между измерениями, выполненными под ортотропной плитой и на земле под полотном пролетного сооружения

Анализируя ход графиков, можно выделить 3 частотных диапазона:

- нижний диапазон: до частоты 4Гц величина Δ близка к нулю, т.е. затухание звука практически отсутствует. Следовательно, можно считать что, ортотропная плита на рассматриваемом расстоянии 2 м создает плоскую волну;
- верхний диапазон: начиная с частоты выше 40 Гц, величина Δ практически постоянна и составляет в среднем около 15 дБ. Расчет по формуле $10\lg(r/r_o)$ дает величину затухания 14дБ. Таким образом, в рассматриваемом диапазоне частот, можно

считать, что ортотропная плита излучает цилиндрическую волну и является линейным источником;

- средний диапазон: участок (от 4 Гц до 40Гц) – описывается линейной апроксимацией при переходе от плоской волны к цилиндрической.

К этой модели излучения ортотропной плитой следует добавить локально источник шума, обусловленный ударным воздействием в деформационном шве, который определяет УЗД в октавной полосе 125Гц под полотном сооружения.

Учитывая вышеизложенное, при расчете структурного шума от ортотропной плиты металлического искусственного сооружения и далее при настройке модели, были приняты во внимание результаты измерений шума и вибрации в районе второй опоры, поскольку именно эти измерения характеризуют собой типовой вариант звукоизлучения конструкции, не зависящий от случайного ударного возбуждения (деформационного шва).

Шум на территориях жилой застройки от автотранспорта нормируется и контролируется величинами эквивалентного и максимального уровня звука (далее УЗ) [11]. Различие в нормируемых величинах эквивалентного и максимального УЗ составляет 15дБА. Результаты измерений показывают, что максимальные УЗ превышают эквивалентные не более чем на 10-12дБА. Таким образом, определяющим параметром шума является эквивалентный УЗ.

Для определения частотного диапазона звукоизлучения (для структурной составляющей), который дает основной вклад в УЗ, на рис. 4 приведены корректированные по шкале «А» УЗД, измеренные на расстоянии 2м от ортотропной плиты. Из анализа приведенных корректированных УЗД видно, что основным частотным диапазоном, определяющим структурный шум в районе второй опоры (без деформационного шва), является диапазон 400Гц-1600Гц.

Излучение деформационного шва характеризуется «прибавкой к указанному частотному диапазону октавной полосы 125Гц», причем вклады двух поддиапазонов частот в результирующий УЗ приблизительно равны.

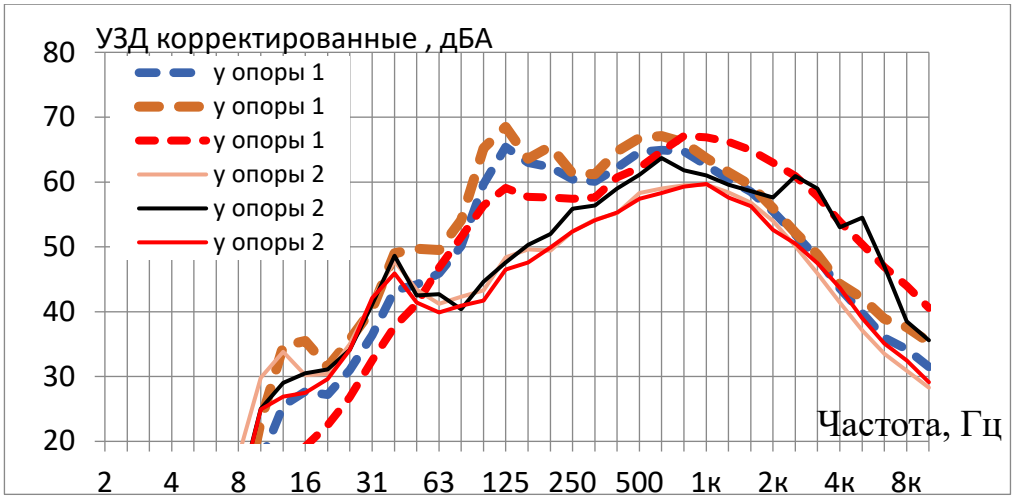


Рис. 4. Корректированные по шкале «А» УЗД,
измеренные на расстоянии 2м от ортотропной плиты.

2. Расчет структурного шума ортотропной плиты

Уровень структурного шума зависит от значения виброскорости поверхности плиты, ее площади и коэффициента излучения.

Коэффициент излучения (обозначаемый γ) характеризует интенсивность звукоизлучения при изгибных колебаниях пластин через отношение ее к интенсивности излучения при поршневых колебаниях пластины равной площади и такой же эффективной амплитудой $V_{эф}$ [12], а именно:

$$\gamma = \frac{W}{\rho c V_{эф}^2 F} \quad (2)$$

где: W –акустическая мощность излучения пластины; ρc – акустическое сопротивление среды (удельное сопротивление излучения); F – площадь излучающей пластины.

Выше определенной частоты, которая получила название критической частоты $\mathbf{f_{кр}}$, изгибно-колеблющаяся пластина излучает как поршень равной площади, т.е. эффективность излучения становится наибольшей.

Критическая частота определяется как:

$$f_{кр} = \frac{c^2}{\pi s}\sqrt{\frac{3\rho(1-\mu^2)}{E}} \approx \frac{c^2}{1.8 s c_п} \quad (3)$$

где: ρ- плотность материала пластины, S – толщина пластины, E - модуль упругости материала пластины, μ - коэффициент Пуассона материала пластины.

Подставляя известные параметры скорости звука в воздухе и скорости звука в стали, нетрудно получить для пластины толщиной 14 мм (используется в рассматриваемой конструкции) значение критической частоты равное fкр=866 Гц. Однако, с учетом подкрепления ортотропной плиты набором ребер жесткости (далее РЖ), эквивалентная толщина однородной пластины той же жесткости будет hэкв=0,59 м. Для такой пластины fкр=20,5 Гц.

При изгибных колебаниях бесконечной пластины величина γ на частотах ниже критической принимает нулевое значение, на частотах значительно превышающих fкр величина γ принимает значение равное 1. Для ограниченной по габаритам пластины ниже критической частоты эффективность излучения γ принимает значение существенно меньше 1.

Амплитуды форм колебаний пластины с собственными частотами в случае превышения частоты возбуждения резко уменьшаются с ростом частоты и их вкладом можно пренебречь.

При достаточно малых потерях в пластине основную роль играют две «резонансные» формы колебаний, собственные частоты которых ближе всех остальных к частоте возмущения. Суммарная амплитуда «резонансных» мод определяется в предположении равной вероятности любого положения частоты возмущения в интервале между собственными частотами «резонансных» мод [12]. Из нерезонансных мод наиболее существенный вклад вносят моды, для которых коэффициент излучения больше единицы. Тогда, окончательно формула для расчета коэффициента звукоизлучения γ будет выглядеть следующим образом [12]:

$$\gamma = \gamma_р \frac{\gamma_р + \frac{2}{\pi}\left(\eta + \frac{\rho c \gamma_р}{\omega m}\right)\varphi}{1 + \frac{2}{\pi}\left(\eta + \frac{\rho c \gamma_р}{\omega m}\right)} \quad (4)$$

где $\gamma_р$ - коэффициент излучения «резонансных» мод; $\varphi=f/f_{кр}$- безразмерная частота; η-коэффициент механических потерь пластины; m- поверхностная масса пластины; $\omega=2\pi f$.

Выражение выше показывает, что для реальных значений коэффициента потерь корпусных конструкций наиболее существенную роль, как в колебаниях пластин, так и в их излучении играют «резонансные» моды, и практически можно при решении задач о вынужденных колебаниях ограничиться лишь этими «резонансными» модами.

$$\gamma_{\text{р}} = \begin{cases} (1-\varphi)^{-1/2} & \text{при } \varphi > 1 \\ 2.1\sqrt{f_{\text{кр}}\sqrt{F/c}} & \text{при } \varphi \approx 1 \\ \frac{2\text{Pc}}{Ff_{\text{кр}}} g_1(\varphi) + \frac{c^2}{Ff_{\text{кр}}} g_2(\varphi) & \text{при } \varphi < 1 \end{cases} \quad (5)$$

где: P - периметр пластины; F - ее площадь; g_1- функция характеризующая вклад «полосовых» мод, излучение которых происходит узкими участками пластины у противоположных кромок; g_2 - функция характеризующая вклад «поршневых мод», излучение которых происходит малыми участками в углах пластины [12].

При наличии у пластины РЖ (как в рассматриваемом случае) излучение пластины увеличивается примерно пропорционально отношению $(P+L_{сумм})/P$, где P-периметр пластины; $L_{сумм}$ – суммарная длина РЖ.

Вибрации ортотропной плиты вблизи РЖ существенно меньше, чем в центре плиты. Поэтому в качестве простейшего излучающего элемента можно рассматривать одну шпацию (сегмент) ортотропной плиты между РЖ. По длине автодороги (ортотропной плиты) следует разместить столько «элементарных» источников, чтобы их суммарная длина соответствовала понятию точечного источника шума (в терминах ГОСТ 31295.2-2005[13]) для ближайшей расчетной точки, расположенной на земле.

На частотах ниже f_1, определяемых по формуле (6), форма колебаний ортотропной плиты неизменна и определяется РЖ, которые являются узловыми линиями. При этом дополнительная величина звукоизлучения $10\lg(\gamma_н)$ учитывающая набор равна нулю (т.к. $\gamma_н=1$).

$$f_1 = \frac{c^2}{4f_{\text{кр}}}\left(\frac{1}{L_1^2}+\frac{1}{L_2^2}\right), \quad (6)$$

здесь L_1 и L_2 - габаритные размеры шпации в продольном и поперечном сечениях.

Для рассматриваемой ортотропной плиты частота f_1 =1,6Гц не попадает в анализируемый частный диапазон.

На частотах выше существования диффузного поля в ячейках ортотропной плиты [12]:

$$f_2 = \frac{4.55c^2}{f_{\text{кр}}L_1L_2}, \quad (7)$$

Для рассматриваемой ортотропной плиты f_2 = 29Гц. Дополнительная величина звукоизлучения, учитывающая набор РЖ определяется:

$$\boldsymbol{\gamma_н} = (P+L_{сумм})/P = 4{,}3 \quad (8)$$

На частотах $f_1<f<f_2$ величина $\gamma_н$ вычисляется линейной регрессией.

Графоаналитический метод построения коэффициента излучения $10\lg(\gamma)$ представлен в справочнике [14] и в ряде методических документов, применяемых в судостроительной отрасли [15,16].

Таким образом, расчет звуковой мощности структурного звука, излучаемого участком ортотропной плиты между 2-мя опорами может быть выполнен на основе результатов измерений уровней виброускорения (дБ) основного полотнища ортотропной плиты. За «элементарный источник звука» принята одна шпация ортотропной плиты между продольными и поперечными РЖ. Для одной указанной шпации по формуле (2) определена ее звуковая мощность. В расчете учтена эффективность звукоизлучения изгибных колебаний ортотропной плиты с учетом подкрепляющих РЖ.

Суммарная звуковая мощность структурного звука, излучаемого участком ортотропной плиты между 2-мя опорами получена путем энергетического суммирования всех элементарных источников звука на всем расстоянии между опорами.

На частотах выше критической частоты звукоизлучения ребра жесткости с толщиной стенки $h_{рж}$=14 мм (f>$\mathbf{f_{кр}}$=860Гц), к звуковой мощности структурного звука, излучаемого ортотропной плитой добавляется высокочастотный структурный шум, излучаемый РЖ. Эта составляющая структурного шума определяется по формуле (2) на основании результатов измерения вибрации РЖ в горизонтальном направлении, площади РЖ в пределах одной шпации и дополнительного коэффициента излучения $\boldsymbol{\gamma_н}$, определяемого по выражению (8):

$$W_{РЖ} = \gamma_н \rho c V^2_{РЖгор} \; F_{РЖ} \; , \qquad (9)$$

где: $V^2_{РЖгор}$ - квадрат виброскорости РЖ в горизонтальном направлении; $\gamma_н$ - дополнительная величина звукоизлучения, учитывающая набор РЖ; $F_{РЖ}$ - площадь 2-х РЖ.

На рис.5 приведено сопоставление рассчитанных значений уровней звукового давления структурного шума ортотропной плиты, с результатами измерений шума под металлическим искусственным сооружением на земле.

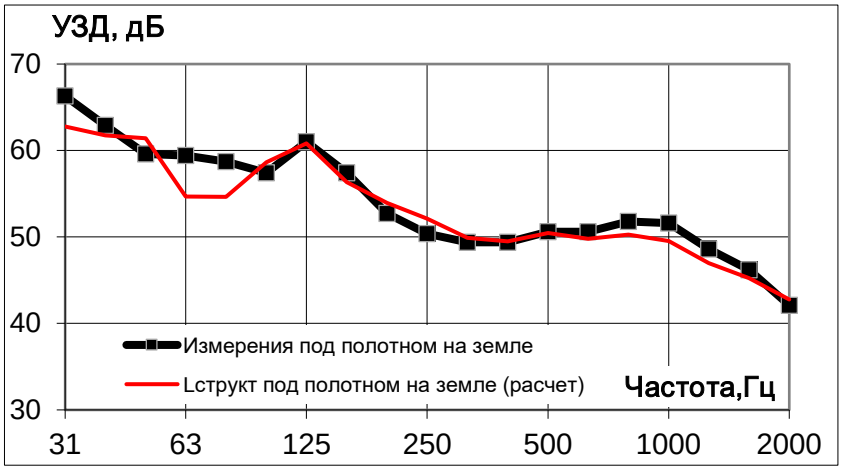


Рис. 5. Сопоставление результатов измерений и расчета структурного шума для точки наблюдения , расположенной на земле под полотном дороги.

Представленный расчет структурной составляющей звукоизлучения ортотропной плиты позволяет оценить:

- вклад структурного шума в суммарный шум, создаваемый объектом;
- определить реализуемую (предельную) эффективность всех мероприятий по снижению шума, проникающего от автотранспорта через акустические экраны.

С целью определения вклада в структурного шума на рис.6 приведены разности результатов измерений суммарного шума и расчета структурного шума для точек наблюдения, расположенных непосредственно под пролетным строением и сбоку от дороги на расстоянии 100м. Видно, что в интересующем частотном диапазоне 400Гц-1600Гц (определяющим структурный УЗ) непосредственно под пролетным строением результаты расчетов и измерений практически совпадают, а в точке, расположенных на земле в стороне от пролетного сооружения, указанная разность составляет 10-20дБ. Указанные величины, рассчитанные по УЗД, определяют разность суммарного УЗ и структурного УЗ в среднем 14дБА. Другими словами, если полностью исключить влияние проникающего шума, то суммарное значение шума снизится не более, чем на 14дБА, т.к. результирующий шум будет определяться исключительно структурным шумом ортотропной плиты.

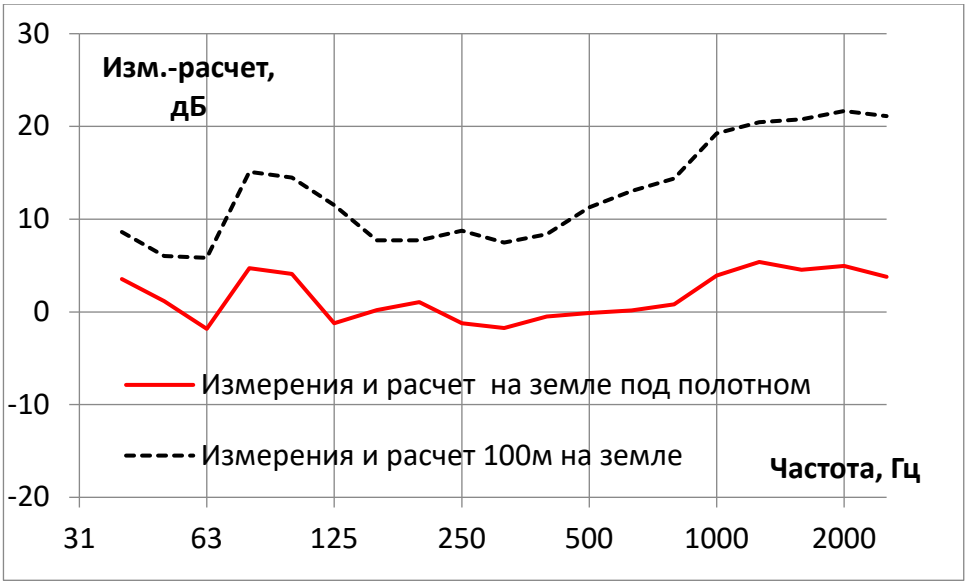


Рис. 6. Разности результатов измерений суммарного шума и расчета структурного шума для точек наблюдения, расположенных сбоку от пролетного строения на расстоянии 100м

Заключение

1. Установлено наличие структурного шума, излучаемого ортотропной плитой, которым нельзя пренебрегать при общей оценке шума при рассматриваемых условиях. Структурный шум создается за счет изгибных колебаний ортотропной плиты под динамическим воздействием автотранспорта и ударного возбуждения при проезде автомобилей по деформационному шву.

2. Разработан алгоритм расчета структурного шума от изгибных колебаний ортотропной плиты на основе измерений вибрации ортотропной плиты. Вклад второго источника структурного шума (ударное воздействие в районе деформационного шва) определен на основе измерений уровней шума вблизи деформационного шва.

3. Для моделирования вклада звукоизлучения ортотропной плиты, при проведении расчетов распространения звука на местности по ГОСТ 31295.2-2005, рассчитаны уровни звуковой мощности участка ортотропной плиты размером в шпацию. Для моделирования вклада источника ударного воздействия в районе

деформационного шва можно использовать результаты измерений УЗД на расстоянии 2 м под ортотропной плитой.

4. Результаты расчетов показали, что предельная реализуемая эффективность всех мероприятий (например, установка АЭ) по снижению воздушного шума от металлических искусственных сооружений, всегда будет ограничена вкладом структурного шума.

Отдельно следует отметить, что для разработки сквозного метода расчета структурного шума на стадии проектирования необходимо дополнительно исследовать вопросы, связанные с оценкой уровней вибрации мостовых металлических сооружений, обусловленных движением автотранспорта.

Список литературы

1. СП 276.1325800.2016. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков.
2. МГСН Пособие к МГСН 2.04-97. Проектирование защиты от транспортного шума и вибрации жилых и общественных зданий.
3. ОДМ 218.2.013-2011. Методические указания по защите от транспортного шума территорий, Прилегающих к автомобильным дорогам. Росавтодор. 2011.
4. ГОСТ Р 52892-2007- Вибрация и удар. Вибрация зданий. Измерение вибрации и оценка ее воздействия на конструкцию.
5. ГОСТ Р ЕН 12354-5-2012. Акустика зданий. Методы расчета акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов. Ч.5. Шум инженерного оборудования.
6. Справочник по технической акустике. Под ред.М.Мюллера и М.Хекла.Л., Судостроение 1987.
7. Поспелов П.И. Борьба с шумом на автодорогах. М.Транспорт.
8. Снижение шума в зданиях и жилых районах. Под ред. Осипова Г.Л и Юдина Е.Я., М.Стройиздат, 1987.
9. Шум на транспорте. Перевод с английского К.Г. Бомштейн. Под редакцией В.Е.Тольского, Г.В. Бутакова, Мельникова Б.Н.
10. ГОСТ Р 53627-2009 Покрытие полимерное тонкослойное проезжей части мостов. Технические условия.
11. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
12. Бородицкий, А.С., Снижение структурного звука в судовых помещениях./ А.С. Бородицкий, В.М. Спиридонов; Л.: Судостроение, 1978.
13. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета.
14. Справочник по судовой акустике. Под.ред. Клюкина И.И. и Боголепова И. Л., Судостроение, 1978.
15. РД 5.0173-87. Расчет уровней шума в судовых помещениях.
16. РТМ 212.0060-76. Комплекс противошумовых мероприятий на судах речного флота. Указания по проектированию и методика расчета.

УДК 662.612.3
OECD 1.03.AA/UB

Акустика процесса и механизм горения

Пинчук В.А. [1*], Пинчук А.В. [2]
[1]Профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия
[2]Директор научно-технического центра «ПРОТЕЙ», Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Исследуется вклад в механизм горения зарядовых флуктуационных образований с избыточным электрическим зарядом (аквазинейтральных или АК-образований), формируемых в составе реагирующей среды в связи с акустическими проявлениями процесса.

Исследование проводится с учётом ранее выявленной авторами и подтверждаемой в работе зависимости условий внутреннего энергетического равновесия материальных сред от наличия или отсутствия в их составе избыточного электрического заряда.

Ключевые слова: горение; неустойчивость горения; электрофизика горения; нестационарность горения; внутрикамерная неустойчивость

The acoustic of the process and the mechanism of combustion

Pinchuk V.A. [1]*,Pinchuk A.V.* [2]
[1]*Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH»* » named after D.F. Ustinov,. *Saint-Petersburg, Russia*
[2]*Director of R&D Center "Protei". Saint-Petersburg, Russia*

Abstract

The contribution to the mechanism of combustion of the fluctuational formations with surplus electric charge (aquasineutral or AQN-formations), formed in the composition of the reacting environment in connection with the acoustic manifestations of the process is investigated.

The study is carried out taking into account the previously identified by the authors and confirmed in the dependence of the conditions of the internal energy equilibrium of the material media on the presence or absence of an excess electric charge in their composition.

Key words: *burning; burning acoustics; combustion electrophysics; non-stationary burning; intra-chamber instability.*

Введение

Известными экспериментальными наблюдениями (Б.С. Фиалков, Н.Д. Щербаков, В.И. Ботова, Е.Н. Таран, Ю.Л. Керреброк, Ю.К. Бухард и др.) неоднократно подтверждено, что независимо от исходного состава реагентов процесс горения необходимо сопровождается существованием макроскопических пространственных образований с избыточным содержанием однозарядных радикалов (аквазинейтральных или АК-образований) в зоне реакции, в том числе, если не прежде всего, в её предпламенной области (см., например, [1]).

* *Автор корреспондент: vap@vp7550.spb.edu (Пинчук В.А.)*

Кроме того, установлено, что механизм образования АК-образований в плазменной среде (в среде продуктов сгорания, в том числе) определяется, прежде всего, акустическими воздействиями на среду (характерными и для процесса горения [2-3]).

Тем не менее, к сожалению, в рамках традиционного подхода, представления о природе и характере влияния сопровождающих горение АК-образований на процесс до сих пор не выработаны.

Сложившаяся таким образом ситуация и определила содержание настоящей работы. Статья базируется на материалах исследований авторов и, в этой связи, представляет собой их продолжение и дальнейшее логическое развитие.

1. Формирование подхода к исследованию

Обращалось внимание, в первую очередь, на наличие в составе АК-образований нескомпенсированного электрического заряда.

Авторы полагали, в этой связи, что «для уточнения характера влияний сопровождающих горение АК-образований на процесс, необходимо учитывать, прежде всего, различия в Условиях Внутреннего Энергетического Равновесия (УВЭР - между различной физической природы энергетическими состояниями) реагирующей среды в зависимости от наличия или отсутствия избыточного электрического заряда в её составе ".

Важно, что неизвестные ранее УВЭР, хотя уже и обоснованы пионерского характера работами авторов (см. [4-5], например), однако до сих пор так и не получили должного распространения и, в том числе и в рамках настоящей работы, требуют, по существу, дополнительного подтверждения.

2. Условия внутреннего энергетического равновесия

В качестве первого шага оценим особенности ее внутреннего ионизационного равновесия, обусловленные внесением в состав среды нескомпенсированного заряда.

2.1. Метод малых возмущений

Применительно к условиям p, T = const выделим некоторый объем среды, содержащей нейтральную (a), электронную (e) и ионную (i) компоненты. Будем считать, что выделенный объем среды представляет собой открытую термодинамическую систему с переменным числом частиц, описание которой отвечает представлениям трёхжидкостной плазменной модели. В качестве параметров состояния используем степень ионизации

$$\alpha^* = \frac{p_i^*}{p_a^{(0)}} = \frac{n_i^* kT}{n_a^{(0)} kT} = \frac{n_i^*}{n_a^{(0)}} \qquad (1)$$

и относительное содержание нескомпенсированной электронной компоненты

$$\psi = \frac{p_e^* - p_i^*}{p_i^*} = \frac{(n_e^* - n_i^*)kT}{n_i^* kT} = \frac{n_e^* - n_i^*}{n_i^*}. \qquad (2)$$

Допустим, что внешними по отношению к выделенному объёму воздействиями в состав среды вносится и в дальнейшем удерживается избыточный электрический заряд.

Естественно, что внутреннее равновесие системы будет отвечать минимуму ее термодинамического изобарически-изотермического потенциала « Ф » и, при $p, T = \text{const}$, определится выражением:

$$\delta\Phi = \sum_1^J \left(\frac{\partial\Phi}{\partial N_j}\right)_{\bar{p},\bar{T}} \left(\frac{\partial N_j}{\partial\psi}\right)_{\bar{\alpha}^*} \delta\psi + \sum_1^j \left(\frac{\partial\Phi}{\partial N_j}\right)_{\bar{p},\bar{T}} \left(\frac{\partial N_j}{\partial\alpha^*}\right)_{\bar{\psi}} \delta\alpha^* = \\ = \sum_1^j \mu_j \left(\frac{\partial N_j}{\partial\psi}\right)_{\bar{\alpha}^*} \delta\psi + \sum_1^j \mu_j \left(\frac{\partial N_j}{\partial\alpha^*}\right)_{\bar{\psi}} \delta\alpha^* = 0\,. \quad (3)$$

Здесь μ_j – химический потенциал j-й составляющей среды (j =*a,e,i*).

Обратим внимание, что в условиях, когда удерживаемый заряд постоянен $(\Delta n_q = n_e^* - n_i^* = \text{const})$, параметр

$$\psi = \frac{n_e^* - n_i^*}{n_i^*} = \frac{\Delta n_q}{\alpha^* n_a^{(0)}} = f(\alpha^*) \quad (4)$$

и первый член правой части уравнения (3) тождественно равен нулю. Выражение (3), таким образом, сводится к уравнению

$$\sum_1^j \mu_j \left(\frac{\partial N_j}{\partial\alpha^*}\right)_{\bar{\psi}} \delta\alpha^* = \sum_1^j \mu_j \delta N_j = 0 \quad (5)$$

и может быть использовано для нахождения соотношений, отвечающих условиям внутреннего энергетического равновесия.

Для системы рассматриваемого состава (5) переписывается в виде

$$\mu_i \delta N_i + \mu_e \delta N_e + \mu_a \delta N_a = 0 \quad (6)$$

и, с учётом связей между вариациями молей $\delta N_e \approx (1+\psi) n_a^{(0)} \delta\alpha$; $\delta N_a \approx -n_a^{(0)} \delta\alpha$; $\delta N_i \approx n_a^{(0)} \delta\alpha$ согласно (1), (2), приводится к

$$\mu_i + \mu_e (1+\psi) - \mu_a = 0\ . \quad (7)$$

Для случая ионизации одноатомного газа

$$\mu_j = RT\left[\ln p_j - \ln\frac{g_j (2\pi m_j)^{3/2} (kT)^{5/2}}{h^3}\right] + \varepsilon_j{}^0 + eZ_j N_A \Omega,\ Z_j = \begin{cases} 1, & if \quad j = i, \\ 0, & if \quad j = a, \\ -1, & if \quad j = e. \end{cases} \quad (8)$$

Выражение (7), таким образом, приводится к зависимости

$$\prod_j p_j^{c_j} = \prod_j \left[g_j \frac{(2\pi m_j)^{3/2} (kT)^{5/2}}{h^3}\right]^{c_j} \exp\left(-e\frac{V - \psi\Omega}{kT}\right),\ c_j = \begin{cases} 1, & if \quad j = i, \\ (1+\psi), & if \quad j = e, \\ -1, & if \quad j = a. \end{cases} \quad (9)$$

и, в пренебрежении величинами второго порядка малости, может быть представлено любым из соотношений

$$\frac{p_i^* p_e^{*(1+\psi)}}{p_a} = \frac{g_i}{g_a}\left[g_e \frac{(2\pi m_e)^{3/2} (kT)^{5/2}}{h^3}\right]^{(1+\psi)} \exp\left(-e\frac{V - \psi\Omega}{kT}\right), \quad (10)$$

$$\frac{n_i^* n_e^{*(1+\psi)}}{n_a} = \frac{g_i}{g_a}\left[g_e \frac{(2\pi m_e kT)^{3/2}}{h^3}\right]^{(1+\psi)} \exp\left(-e\frac{V - \psi\Omega}{kT}\right)\ , \quad (11)$$

$$\frac{\alpha^{*(2+\psi)} (1+\psi)^{(1+\psi)}}{(1-\alpha^*)\left[1+\alpha^*(1+\psi)\right]^{(1+\psi)}} = \frac{1}{P_\Sigma^{(1+\psi)}} \frac{g_i}{g_a}\left[g_e \frac{(2\pi m_e)^{3/2} (kT)^{5/2}}{h^3}\right]^{(1+\psi)} \exp\left(-e\frac{V - \psi\Omega}{kT}\right). \quad (12)$$

Здесь V – потенциал ионизации среды, определяемый обычным способом; Ω – электрический потенциал пространства, определяемый отрицательной работой, производимой собственно средой по введению в её состав избыточного заряда.

2.2. Особенности условий внутреннего равновесия

От общеизвестных аналогичных по смыслу зависимостей (9)-(12) отличаются, по существу, наличием в показателе экспоненты дополнительного члена $e\psi\Omega$. При этом, если работа, выполняемая средой $-L = q\Omega$, тогда

$$\mathrm{Sign}(\Omega) = -\mathrm{Sign}(q) = \mathrm{Sign}(\psi) \quad \text{и} \quad \mathrm{Sign}(\psi\Omega) > 0 .$$

Конкретный характер зависимостей указывает, таким образом, что применительно к образованиям среды с нескомпенсированным зарядом температура T как традиционно оцениваемый параметр непосредственно определяет равновесные заселённости лишь «механических» состояний (поступательных, колебательных, вращательных).

Если в рамках традиционного описания и с учётом УВЭР ввести в рассмотрение температуру $T_{exc}^{\ *}$ – возбуждения заселённостей химических связей и электронных энергетических состояний уровня ε_j среды с нескомпенсированным зарядом, то отвечающее условиям внутреннего энергетического равновесия её соотношение с T – температурой возбуждения «механических» энергетических состояний (далее условно поступательной) определится выражением

$$T_{exc}^{\ *} = T\frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_j - e\psi\Omega}. \qquad (13)$$

Обратим внимание, что, с учётом и допустимости изменений $e\psi\Omega$ во времени при релаксации АК-образований в «прямом» и «обратном» направлениях, функция $T_{exc}^{\ *} = f(e\psi\Omega)$ согласно (13) может претерпевать разрыв типа $(+\infty, -\infty)$ или $(-\infty, +\infty)$.

2.3. Канал управления состояниями материальных сред

УВЭР в форме (9)-(12) реально указывает на существование ранее не учитываемого (неизвестного) канала управления состояниями материальных сред, роль фактора управления в котором играет электрический заряд (зарядового).

Согласно УВЭР, функция распределения заселённостей химических связей и электронных энергетических состояний в составе АК-образования (непосредственно с момента его формирования необходимо преобразуется (или по меньшей мере испытывает деформацию) к форме

$$N_{\varepsilon_j}^{\ *} \approx \exp\left(-\frac{\varepsilon_j - e\psi\Omega}{kT}\right). \qquad (14)$$

Уравнения (9)-(12), а, следовательно, и (13), (14) совокупно указывают, таким образом, на допустимость соотношений между температурными характеристиками среды АК-образований, когда $T_{exc}^{\ *} >> T$, при $0 < e\psi\Omega < \varepsilon_j$, или даже $0 > T_{exc}^{\ *} << T$, при $e\psi\Omega > \varepsilon_j$.

3. Условия эффективного проявления зарядового канала

3.1. Подход и система уравнений

Для уточнения характера и общей значимости проявлений канала управления в температурном диапазоне, характерном и для предпламенной зоны горения, проведём

оценку и сравнение прочих равных условиях квазиравновесных уровней ионизационных характеристик различных по составу материальных сред в квази-нейтральном и Аквази-нейтральном состояниях.

Предположим, что наложением на плазму внешнего поля E_x в выделенный объём (из объёма) введено (выведено) и в дальнейшем удерживается некоторое количество одноимённо заряженных частиц, а заключённая в объёме плазма перешла в квазиравновесное состояние.

Естественно, что внесение заряда обусловливает формирование в среде поля $E_\rho = e(n_i^* - n_e^*)/\varepsilon_0 = -E_x$, так что $n_i^* - n_e^* = -E_x\varepsilon_0/e$. Учитывая связи между параметрами состояния среды и $n_i^* - n_e^* = -\psi n_i^* = -\alpha^*\psi n_a^0$, можем записать, что $n_a^0 = \frac{E_x\varepsilon_0}{e\alpha^*\psi} = \frac{P_\Sigma}{[1+\alpha^*(1+\psi)]kT}$. При обозначении $\frac{eP_\Sigma}{E_x\varepsilon_0 kT} = C$ далее следует, что $\alpha^* = \frac{1}{\psi(C-1)-1}$. Уровень Ω оценим в этом случае выражением $\Omega = E_x \cdot x$, где $x-$ линейная координата.

Система уравнений

$$\frac{\alpha^{*(2+\psi)}(1+\psi)^{(1+\psi)}}{(1-\alpha^*)\left[1+\alpha^*(1+\psi)\right]^{(1+\psi)}} = \frac{1}{P_\Sigma^{(1+\psi)}}\frac{g_i}{g_a}\left[g_e\frac{(2\pi m_e)^{3/2}(kT)^{5/2}}{h^3}\right]^{(1+\psi)}\exp\left(-e\frac{V-\psi\Omega}{kT}\right);$$

$$C = \frac{eP_\Sigma}{E_x\varepsilon_0 kT}\ ; \qquad \alpha^* = \frac{1}{\psi(C-1)-1}\ ; \qquad \Omega = E_x \cdot x$$

при определенных $P_\Sigma, T,$ составе среды, а также E_x, x , замкнута.

3.2. Характер исследований и результаты

Система использовалась для оценки квазиравновесных параметров квазинейтральной и аквазинейтральной плазмы. Одновременно с оценками на базе системы оценивались, при прочих равных условиях, квазиравновесные характеристики квазинейтральной плазмы.

При исследованиях принималось, что $x = 1$м . Состав, давление и температура среды, а также напряжённость возмущающего поля варьировались: $V \in (3,89;\ 24,58)\ B$; $P_\Sigma \in (10^3; 10^6)$ Па ; $T \in (300; 3000)\ K$; $E_x \in (10^3; 10^5)$ В/м .

Некоторые конкретные результаты представлены на Рис. 1

Результатами устанавливается, что при прочих равных условиях отличия квазиравновесных параметров АК-образований от уровней их аналогий, но квазинейтральной среды (или ионизационная неравновесность зарядового происхождения) наиболее значимы в области относительно низких температур.

Ограничение условий наиболее эффективного проявления зарядового канала для управления состояниями материальных сред областью относительно низких температур носит принципиальный характер и, наряду с прочим, представляется важным, прежде всего, для уточнения характера влияния зарядовых АК-образований на процесс горения прежде всего в низкотомпературной предпламенной области реагирующей среды.

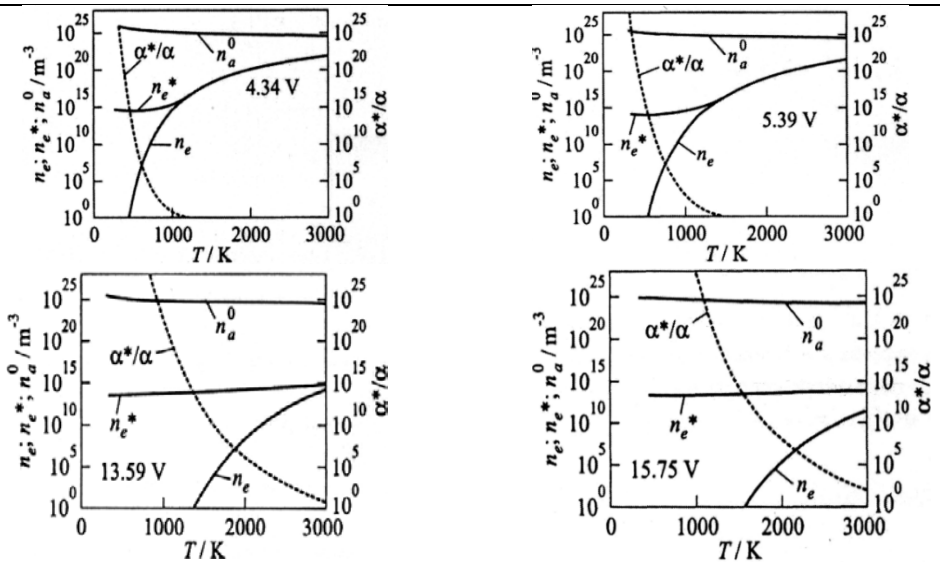


Рис. 1. Результаты сопоставления квазиравновесных характеристик (условно – K, Li, H, Ar)

4. Внутреннее энергетическое равновесие как объект экспериментальных исследований

4.1. Общие положения

При формировании подхода к организации исследований учитывалось, что характер и значимость ожидаемых изменений параметров состояния АК-образований как на стадии возникновения, так и на стадии их распада (деградации) совокупно обусловливаются уровнями и характером изменений во времени комплекса $e\psi\Omega$.

В этой связи можно ожидать, что если в любом из рассмотренных случаев в процессе релаксации к УВЭР функция $T_{exc}^{*} = f(e\psi\Omega)$ претерпевает разрыв типа $(+\infty, -\infty)$ или $(-\infty, +\infty)$ (см. зависимость (13)), то ожидаемый характер её проявления будет крайне сложен.

С учётом этого, предполагалось, что *неизбежно возбуждаемая релаксация как в направлении к УВЭР, так и, напротив, в противоположном направлении может сопровождаться в этом случае нарушениями химических связей, потерей устойчивости электронов на орбитах, сходами электронов с орбит и даже поглощениями их ядрами с последующим образованием нейтронов (аналог $K-$ или $e-$ захвата), то есть весьма сложным комплексом проявлений, не исключающим, в том числе, возбуждение в составе АК-среды энергопродуцирующих реакций внутриядерного происхождения.*

4.2. Подход и аппаратурное обеспечение эксперимента

Обращалось внимание, что в соответствие с зависимостью

$$q_{\text{sur}} = \int_0^t dq = e \cdot f_a \int_0^t \left[\Phi_i^{a \to env} + \Phi_e^{env \to a} \right] dt - e \cdot f_c \int_0^t \left[\Phi_e^{c \to env} + \Phi_i^{env \to c} \right] dt \neq 0 \qquad (15)$$

избыточный заряд в среде реактора может быть сформирован, например, импульсным разрядом конденсатора за счёт различий между количеством внесённого в реактор электричества за время “t” по участку цепи «положительно заряженная обкладка конденсатора – электрод “анод” в реакторе» и вынесенного из реактора за это

же время по участку цепи «электрод “катод” в реакторе – отрицательно заряженная обкладка конденсатора.

В (15): $\Phi_j = f(t)$, ($j = e,i$) – удельный поток носителей зарядов (электронов и ионов) на участках цепи по границам раздела сред $a \Leftrightarrow env$, $c \Leftrightarrow env$ (анод $\Leftrightarrow$ среда, катод $\Leftrightarrow$ среда соответственно), f – эффективная площадь, a, env, c – анод, среда, катод.

4.3. Облик установки, методика исследований

Полученные результаты и определили, по существу, облик экспериментальной установки, блок-схема которой представлена Рис. 2.

В её составе:

- реактор (1) – сосуд из кварцевого стекла с устройствами ввода/вывода в/из его объем(а) рабочей среды, оснащаемый основными электродами («А» и «С»), выделяющими рабочую зону реактора и используемыми для формирования управляющих воздействий на среду, и (необязательно) вспомогательными («SE») – для регистрации и вывода из реактора сигналов, отображающих электрофизическую ситуацию в реакционной зоне на стадии возбуждения и реализации в среде процессов релаксации;
- система (2) хранения и подготовки рабочей среды необходимого состава;
- система (3) ввода/вывода среды в/из реактор(а), а также контроля и непрерывного регулирования барометрических характеристик среды в его рабочем объёме;
- система (4) энергообеспечения управляющих воздействий и запуска установки;
- система (5) регистрации и измерений радиационных параметров и интенсивности электромагнитного и нейтронного излучения.

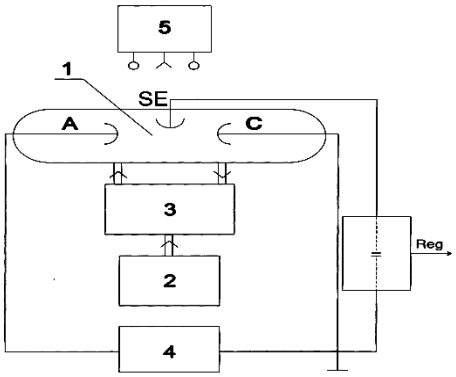


Рис. 2. Блок-схема установки

Отдельные конструктивные решения реактора представлены Рис. 3.

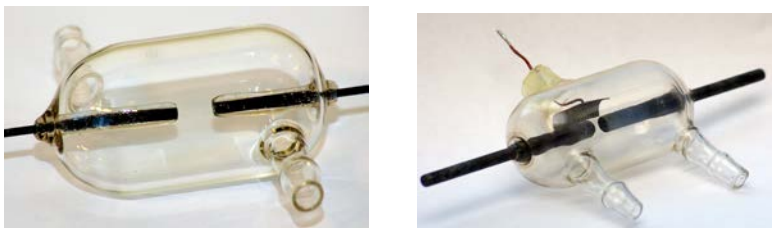
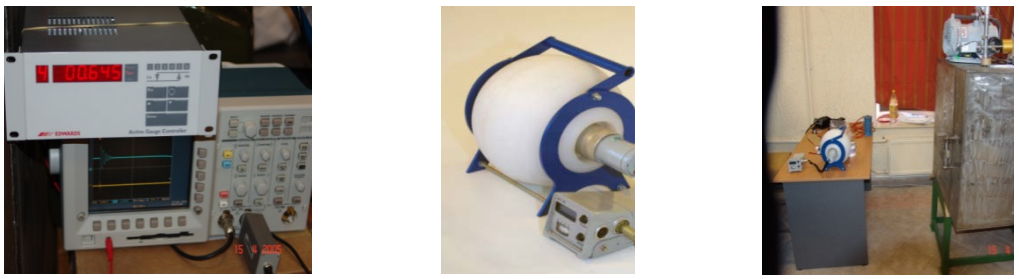


Рис. 3. Отдельные варианты конструктивных решений реактора – «базовый» и со вспомогательным электродом

При создании установки изначально предполагалось, что асимметрия, необходимая, с учётом (15), для эффективного формирования в рабочей зоне реактора избыточного заряда может быть обеспечена совокупностью мер, реализуемых как на стадии проектирования и изготовления установки (конструктивное решение реактора, геометрия и материал электродов, соотношение эффективных площадей анода и катода и т.д.), так и на стадии её эксплуатации (например, регулированием параметров источника энергообеспечения в рамках реализованных решений реактора с учётом состава и характеристик рабочей среды, уточнением давления среды в реакторе при известных допустимых напряжённостях источника энергообеспечения и т.п.).

Источник энергообеспечения зарядовых воздействий включал конденсатор ёмкостью 2,0-2,5 мкф, который через токоограничивающее сопротивление мог разряжаться через среду в реакторе.

Отдельные агрегаты и приборы, введённые в состав систем установки для реализации отмечаемых мер, а также регистрации электрофизических отображений процессов релаксации к УВЭР, изменившимся в связи с наличием в составе среды избыточного заряда, представлены на Рис. 4.



а **б** **в**

Рис. 4. Отдельные приборы и агрегаты установки

Фотографией Рис. 4,а представлены детекторный блок системы регистрации давления в реакторе и осциллограф “TETRONIX”, предназначавшийся для регистрации и измерений характеристик разряда и электрофизических отображений его воздействий на среду.

Дозиметром–радиометром ДКС-96 с блоком детектирования ДКС-96Н (Рис. 4,б) в процессе импульсного воздействия на среду в реакторе в режиме счёта событий предусматривалась регистрация нейтронного излучения.

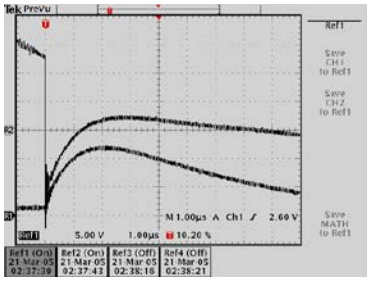
На Рис. 4,в представлена капсула, выполненная из листовой нержавеющей стали, полыми стенками которой выделяется замкнутый объём пространства – реакторный отсек – для размещения реактора при испытаниях. Стенки капсулы представляет собой полую конструкцию. Отстояние листов стенки один от другого – около 250 мм. Полости стенок, по желанию, могут заполняться той или иной средой, либо же – оставаться незаполненными.

4.4. Общие результаты

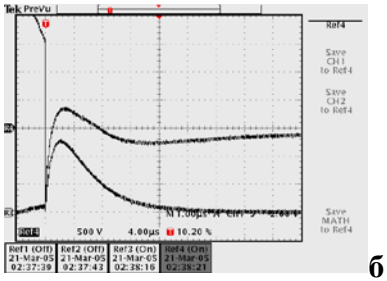
На Рис. 5 представлены типичные экспериментальные осциллограммы напряжения и тока на разрядном промежутке между А- и
К-электродами, отвечающие условиям воздействия на среду таким образом**.**

Ток – нижняя кривая, 227 A/div, напряжение на разрядном узле – верхняя кривая, 500 V/div.

Осциллограммы характерны для условий формирования зарядовых воздействий на среду выбранным способом (импульсными воздействиями). Состав сред варьировался. Использовались водород, азот, воздух, гелий, смеси азот-водород (при мольном соотношении ~1/1).



а



б

Рис. 5. Разряд при давлениях: a – (H2, He) при 0,5 – 1,5 Торр;
b – (N2, воздух, N2+H2) при 1,0-2,0 Торр.
Развёртка: 1мкс/div – а; 4 мкс/div – б

В качестве материала А- и К-электродов – использовались Mo, W и/или сплав Ковар (Fe, Ni, Co). Выбор материала определялся лишь ограничениями, связанными с остекловыванием боковых поверхностей электродов.

Источник энергообеспечения конденсатор 2,2 мкФ, который при обеспечении пробойного напряжения между обкладками мог разряжаться через среду в реакторе. В разрядной цепи устанавливалось токоограничивающее сопротивление 2,5 Ом. Давление в разрядной зоне поддерживалось в диапазоне 0,5-2,0 Торр и определялось условиями пробоя разрядного промежутка в реакторе при ограничении разности потенциалов на обкладках конденсатора диапазоном 0,8-1,5 кВ. Дозиметром – радиометром ДКС-96 с блоком детектирования ДКС-96Н проводились измерения потока нейтронов. Прибор переводился в режим счёта событий. Мерой мощности потока служило число событий, зарегистрированное за импульс разряда ёмкостного накопителя.

Применительно к конкретным условиям получения осциллограмм Рис. 5 наложение поля конденсатора на электроды и запуск осциллографа осуществлялись одновременно с помощью электронного ключа, вводимого в цепь питания разрядной зоны реактора. При этом начальный уровень напряжений на обкладках конденсатора вне зависимости от состава среды (в рамках указанной номенклатуры) оставался одинаковым (не варьировался).

Для всех из указанной выше номенклатуры сред в характерных для Рис. 5 условиях вблизи реактора (на расстоянии 0,5 м) за один импульс фиксировалось 100-200 событий (излучение можно было фиксировать на расстоянии до 10 м от разрядного узла). Какой-либо общего характера зависимости результатов от состава среды (в рамках используемой номенклатуры) не выявлено.

4.5. Верификация

Для верификации природы излучения и исключения возможностей искажения результатов в связи с воздействиями на детектор каких-либо наводок электромагнитной природы были проведены следующие эксперименты. Рядом с блоком детектирования

устанавливался аналогичный блок с удалённой сцинтилляционной мишенью. Этот блок не регистрировал событий во время разрядов. Использовался также поглотитель нейтронов – полые стенки реакторного отсека из листовой нержавеющей стали с глубиной внутренних полостей ~250 мм, наполнялись насыщенным раствором борной кислоты. Внедрение поглотителя между разрядным узлом и детектором приводило к резкому ослаблению регистрируемого потока (на порядок). При экспериментах с незаполненными полостями стенок или даже наполненными водопроводной водой, ослабления потока практически не наблюдалось.

Результаты позволяют, таким образом, с большой степенью уверенности идентифицировать излучение как нейтронное. То есть как *излучение, несомненно свидетельствующее о возбуждении в условиях эксперимента в том числе и энергопродуцирующих реакций внутриядерного происхождения.*

Диапазон давлений в реакторе устанавливался экспериментально. В обоснование значимости этой стадии работ укажем, например, что при прочих равных с описываемыми выше условиях, однако при давлениях в реакторе выше 20 Торр импульсный разряд конденсатора принимает классическую форму. Наличие ионного излучения из разрядной зоны, как и иных «аномальных проявлений» в этом случае не фиксируется.

5. Акустика процесса и механизм горения

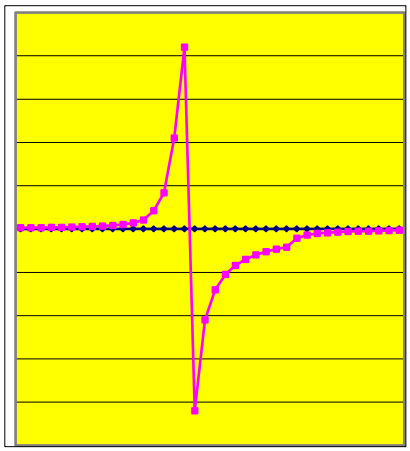
В рамках целевой направленности работы обратим внимание, прежде всего, на фундаментальные зависимости характеристик процесса горения от его акустических проявлений.

5.1. Устойчивость горения во времени

Известно, что, в рамках традиционных представлений о механизмах массо- и энергопереноса, обоснование устойчивости (воспроизводимости во времени) процесса горения представляется затруднительным, если не вовсе невозможным. Обратим на это внимание прежде всего.

Отметим, что образование за счёт акустических проявлений процесса горения неустойчивостей в распределении электрического заряда по объему также обеспечивает образование и непрерывное воспроизведение в реагирующей среде (в предпламенной области, в том числе) АК-образований. Последнее, в свою очередь, необходимо приводит к возбуждению процессов релаксации в среде АК-образований к УВЭР, то есть к условиям внутреннего энергетического равновесия, уже учитывающим наличие в их составе избыточного электрического заряда [4-5].

Обратим внимание, что, с учётом отсутствия принципиальных ограничений диапазона варьирования $e\psi\Omega$ при релаксации АК-образований в «прямом» и «обратном» направлениях, функция $T_{exc}^{*} = f(e\psi\Omega)$ согласно (13) может претерпевать разрыв типа $(+\infty, -\infty)$ или $(-\infty, +\infty)$ (Рис. 6).



$e\psi\,\Omega$	$T_{exc}{}^{*}$	$e\psi\,\Omega$	$T_{exc}{}^{*}$
0	300	14,2	-21000
2	350	14,3	-14000
9	840	14,5	-8400
10	1050	14,7	-60000
12	2100	16	-2100
13,0	4200	17	-1400
13,8	21000	19	-840
13,9*	42000*	22	-525
14,1*	-42000*	28	-300

Рис. 6. $T_{exc}{}^{*} = T\dfrac{\varepsilon_j}{\varepsilon_j - e\psi\Omega} = f(e\psi\Omega)_{\bar{\varepsilon}_j},\ \varepsilon_j = 14eV$

Иными словами, обеспечивая формирование АК-образований в зоне реакции, акустические проявления процесса горения создают, прежде всего, необходимые и достаточные условия для спонтанного возбуждения в их среде процессов релаксации к новым, уже учитывающим наличие избыточного заряда в составе среды условиям внутреннего энергетического равновесия - УВЭР.

Следует отметить, что формирование АК-образований и возбуждение в их составе релаксации к УВЭР при горении приобретает, по существу, характер не прерываемого во времени процесса, таким образом обеспечивающего воспроизводимость во времени как собственно горения, так и его регистрируемых наблюдениями характеристик.

Действительно, если в каждый конкретный момент времени на стадии релаксации к УВЭР АК-образований вероятность реализации определённого типа реакции, обеспечивающей, например, воспламенение топливной среды, оценивать зависимостью типа

$$p_{\varepsilon_n}(t) \approx \begin{cases} (T_{exc}{}^{*} - T)/T_{exc}{}^{*}, & if \quad T_{exc}{}^{*} > 0; \\ \to 1, & if \quad T_{exc}{}^{*} < 0 \end{cases}, \qquad (16)$$

то обоснованность вклада акустических проявлений процесса, в обеспечение его собственной непрерывности (устойчивости или воспроизводимости во времени) становится в этом случае очевидной [6,7].

5.2. Механизм энергоподпитки внутрикамерной неустойчивости

Известно, что фундаментальные представления о Высоко-Частотной Неустойчивости (ВЧН) процессов в камерах тепловых двигателей были сформулированы 45-50 лет назад и, в последующем, получили дополнительный развитие [8,9]. Однако ВЧН как явление, в целом, до сих пор так и не получила необходимого осмысления.

Кроме того, полученные к настоящему времени результаты исследований внутрикамерной неустойчивости свидетельствуют не только о чрезвычайной

сложности ВЧН как объекта исследования, но и о принципиальной недостаточности разрешающей способности методов на общепринятой физической основе для его углублённого осмысления.

При оценке возможностей уточнения представлений о механизме энергообеспечения внутрикамерной неустойчивости обратим внимание на известный факт, что ВЧН в камерах сопровождаются и развитием неустойчивости в распределении заряда по объёму, проявляющейся прежде всего формированием в среде продуктов сгорания макроскопических АК-образований с избытком электрического заряда [2,3].

Рис. 7. Схема энергоподпитки внутрикамерной ВЧН

Таким образом, релаксация, в связи с естественным понижением при, прочих равных в этих условиях энергетического барьера активации реакций , способствует интенсификации в среде АК-образований широкого спектра эндотермических реакций, таких, например, как $H_2O \leftrightarrow HO + O$ или $CO_2 \leftrightarrow CO + O$ или даже, наконец, реакций внутриядерного происхождения, что также не исключено.

Естественный подъём уровней как молярных концентраций, так и давления среды отражает формирование в этом случае положительной обратной связи, обеспечивающей усиление начальных внутрикамерных неустойчивостей (см. Рис. 7, [10,11])

Иными словами, даже на данном этапе выявленные и подтвержденные данной работой УВЭР убедительно свидетельствуют о существовании традиционно не учитываемого (ранее неизвестного) дополнительного канала энергоснабжения высокочастотной внутрикамерной неустойчивости, представляя собой, таким образом, неизвестную ранее базовую основу как для углубления представлений о горении как таковом, так и для разработки новых способов подавления ВЧН или, по крайней мере, их ограничения.

5.3. Детонационное горение

Представляет интерес, в частности, и проблема детонационного горения (ДГ), привлекающая пристальное и всё возрастающее внимание исследователей в связи характерными для ДГ аномально высокими уровнями тепловыделения, в рамках общепринятых физических воззрений так и не получивших до сих пор должного объяснения.

Ограничимся лишь замечанием в этой связи, что детонационное горение - прежде всего процесс, реализуемый на фоне интенсивных акустических воздействий на реагирующую среду, то есть протекающий в условиях, наиболее благоприятных для развития в её составе неустойчивостей в распределении электрического заряда по её объёму; формирования АК-образований в составе среды и, в связи с допустимостью возбуждения в этих условиях в том числе и энергопродуцирующих реакций внутриядерного происхождения - дополнительного «обогащения» низкотемпературной

плазмы продуктов сгорания традиционно не учитываемой энергией внутриядерного происхождения.

В качестве ремарки

Обратим внимание, что обоснование влияния на горение АК-образований оказалось возможным лишь с учётом в качестве основы УВЭР. Имеются основания в связи с этим утверждать, что последние носят по существу фундаментальный характер.

Действительно, только на базе УВЭР впервые удалось сформулировать и обосновать комплексную по охвату фиксируемых проявлений, адекватную по содержанию пионерскую модель физических представлений об известном природном феномене "Шаровая молния" (ШМ) как квазистационарном материальном образовании с различиями в уровнях поступательной температуры и температур возбуждения его химических связей и электронных энергетических состояний [4, 11-13].

Отметим, что сформулированная таким образом ШМ-модель обосновывает, в том числе, и функционирование в природе традиционно не учитываемых (ранее неизвестных) механизмов массо- и энергопереноса, естественно носящих глобальный характер и, в числе прочих факторов, несомненно играющих важную роль в нескончаемом эволюционном развитии материального мира, развитии, периодически окрашиваемом, к сожалению, и явлениями катастрофического характера [14-15].

Заключение

Совокупными материалами исследований в рамках концептуального подхода обосновывается характер и механизмы влияния на характеристики процесса горения акустического происхождения АК-образований, формируемых при горении в зоне реакции в составе реагирующей среды

В качестве базовой основы для исследований используются впервые ранее выявленные авторами и подтверждённые в работе «Условия Внутреннего Энергетического Равновесия» материальных сред с учётом наличия илим отсутствия в их составе избыточного электрического заряда.

В числе исследуемых в работе таким образом обосновывается: воспроизводимость процесса горения во времени (непрерывность, устойчивость горения во времени); механизм энергообеспечения свойственной процессу горения высокочастотной неустойчивости; характерный для детонационного горения, повышенный по отношению к оцениваемому традиционными способами, уровень энерговыделения. В рамках целевой направленности работы обращается внимание таким образом и на существование представляющего несомненный интерес, ранее неизвестного источника энергии внутриядерного происхождения, практическое освоение которого требует и может быть обеспечено лишь дополнительными многоплановыми исследованиями.

Список литературы

1. Тезисы докладов IV Всесоюзного семинара по электрофизике горения (г. Караганда, 21-24 апреля 1981 г.) - Караганда. ЦНТИ. 1981. 125 с.

2. Пинчук В.А. Низкотемпературная плазма в условиях развитых акустических воздействий // ИФЖ. 1994. Т. 67. № 1-2. С. 112-118.

3. Пинчук В.А. Физические основы электрофизических методов исследований процессов и состояний тепловых преобразователей // Физическая метрология (теоретические и прикладные аспекты). СПБ. Наука. 1996. С. 107-120.

4. Pinchuk V.A. The nature and energy sources of ball lightning // Proceedings of 24th International Electric Propulsion Conference. Paper IEPC-95-233 - Moscow. 19-23 September 1995. P.1-11

5. Пинчук А.В. Условия внутреннего энергетического равновесия как объект экспериментальных исследований // Мат-лы Международной научно-технической конференции «Четвёртые Уткинские чтения». СПБ. БГТУ. 2009. Т.6. № 2. С. 75-94.

6. Пинчук А.В., Пинчук В.А. Зарядовый канал возбуждения реакций при горении// Журнал «Горение и плазмохимия». 2007. Т. 5. № 4. С.307-319.

7. Pinchuk, A.V., Pinchuk V.A. The Formations with Surplus Charge: Nature and Influence upon Burning Process Stability // In: Book of abstracts of 6th International Seminar on Flame Structure – Brussels, Belgium. 14-17 September 2008. P. 60.

8. Неустойчивость горения в ЖРД / Под ред Д.Т. Харрье и Ф.Г. Рирдона - М.: Мир. 1975. 872 с

9. Натанзон М.С. Неустойчивость горения - М.; Машиностроение.1986. – 248 с.

10. Пинчук В.А. О механизме энергообеспечения высокочастотной неустойчивостей процессов в камерах тепловых двигателей /Лекции III Международного семинара «Неустойчивость горения и внутренняя баллистика» (Июнь 26-30, 2000 г., Санкт-Петербург, Россия) - Санкт-Петербург, Россия. 2000. Т. 1. С. 124-137.

11. Pinchuk V.A. Once more about anomalies physics // Proceedings of International Conference on Engineering Education (Gliwice. Poland. July 25-29. 2005). Ed. Jerzy Moscinski, Marcin Maciazec. - Gliwice Poland: Silesian University of technology. 2005. Vol. 2. P. 800-814.

12. Pinchuk, A.V. Pinchuk V.A. Ball Lightning: Physical Base & Conceptual Views Complex// Eurasian Chemico-Technological Journal. 2009. Vol. 11. №3. P. 169-186.

13. Pinchuk, A.V. Pinchuk V.A. Physics Base & Conceptual Views Complex of Ball Lightning // Journal of Modern Physics (JMP). 2010. Vol. 1. № 4. P. 251-275.

14. Пинчук В.А. Пинчук А.В. Физика реальных процессов с аномальными проявлениями: Санкт-Петербург. Россия. Балтийский государственный технический университет. 2016. 165 с.

15. Пинчук А.В., Пинчук В.А. Концепция: мутация составов материальных сред как процесс, возбуждаемый зарядовыми воздействиями // Российская Академия Наук. Труды Академэнерго. 2008. № 2. С. 101-113.

УДК 613.644:613.67
OECD 2.03

Рекомендации по совершенствованию измерения воздушной ударной волны и акустических импульсов при взрыве

Пирожков М.В.[1], Скиба С.П.[1], Евсевьев В.В.[1], Драган С.П.[1]
[1]АО «Специальное конструкторское бюро «Виброприбор», г. Таганрог, Россия

Аннотация

Объектом исследования являются параметры акустических импульсов и воздушной ударной волны, образующиеся при детонации взрывчатых веществ и испытании специальных средств.

При детонации взрывчатых веществ, в ближнем поле взрыва формируется воздушная ударная волна, спутный поток, высокотемпературное поле и яркая вспышка. Таким образом, на средство измерения действуют разные фактора, которые, при не правильном выборе датчиков и не корректной их установке могут привести к большой погрешности измерений. По мере удаления от эпицентра взрыва происходит асимптотическая трансформация ударной волны в акустический импульс, который по своим параметрам соответствует критериям импульсного шума.

В настоящее время нет общепризнанных гигиенических нормативов, регламентирующих нагрузку высокоинтенсивного импульсного акустического воздействия. Даны рекомендации по измерению параметров акустического импульса, образующихся при взрывах, и по средствам измерения.

Известные формулы для перепада избыточного давления во фронте ударной волны дают погрешность не выше 10% даже для идеального случая воздушного взрыва. Однако при обратной экспертной оценке величины, выделившейся энергии по перепаду давления, погрешность может приближаться к 100%. Данное обстоятельство затрудняет обеспечение безопасных условий для персонала, проводящего испытания специальной техники, так как не позволяет с приемлемой погрешностью оценить критические уровни вредного фактора.

Проводится анализ зарубежных и отечественных установок для градуировки преобразователей избыточного давления воздушных ударных волн. Для обеспечения необходимой точности градуировки преобразователей давления в воздушных ударных волнах при испытаниях боеприпасов следует пользоваться предпочтительно лабораторными градуировочными средствами. Даны рекомендации по использованию отечественных средств градуировки для лабораторных и полигонных испытаний.

Ключевые слова: измерение, параметры, акустический импульс, избыточное давление, воздушная ударная волна.

For improving the accuracy of calibration of measuring the overpressure of an air shock wave

Pirozhkov M.V.[1], Evsevyev V.V.[1], Skiba S.P.[1],.Dragan S.P.[1]
[1]JSC "Special design Bureau "Vibropribor", Taganrog, Russia

Abstract

The object of the study is the parameters of acoustic pulses and air shock waves formed during detonation of explosives and testing of special means.

When detonating explosives in the near field of the explosion formed air shock wave, satellite flow, high-temperature field and a bright flash. Thus, different factors act on the measuring instrument, which, if not the right choice of sensors and their correct installation can lead to a large measurement error. As the distance from the epicenter of the explosion is asymptotic transformation of the shock wave into an acoustic pulse, which in its parameters corresponds to the criteria of pulse noise.

Currently, there are no generally recognized hygienic standards governing the load of high-intensity

pulsed acoustic exposure. Recommendations on the measurement of acoustic impulse generated during the explosions, and means of measurement.

The known formulas for the overpressure drop in the shock wave front give an error of no more than 10% even for the ideal case of an air explosion. However, in the reverse expert evaluation of the value of the released energy by the pressure drop, the error can be close to 100%. This circumstance makes it difficult to provide safe conditions for personnel conducting tests of special equipment, as it does not allow to estimate critical levels of the harmful factor with an acceptable error.

The analysis of foreign and domestic installations for calibration of overpressure converters of air shock waves is carried out. In order to ensure the necessary accuracy of the calibration of pressure transducers in air shock waves, preferably laboratory calibration equipment should be used for ammunition testing. Recommendations on the use of domestic means of calibration for laboratory and field tests are given.

Key words: *measurement, characteristic, acoustic impulse, the excess pressure, of the air shock wave..*

Актуальность

Независимо от механизма происхождения взрыва (вследствие детонации взрывчатых веществ (ВВ), термобарических смесей, взрыва газа, испытании специальных средств и т.п.) и области применения (промышленность, военная, специальные операции и др.) образуются воздушная ударная волна (ВУВ) и высокоинтенсивный импульсный звук, действием которых определяется повреждение различных объектов (зданий, транспорта, мостов и др.), объектов вооружения и военной техники, а также человека (живой силы), попавших в зону их действий. Образование этих механических феноменов обусловлено быстрой химической реакцией ВВ с выделением тепла и стремительным расширением газа, что приводит к резкому повышению избыточного давления в области взрыва. В эпицентре взрыва образуется ВУВ и степень ее поражения зависит от следующих параметров: избыточного давления во фронте, длительности фазы сжатия, фазы разряжения и величины удельного импульса [1, 2].

Несмотря на многофакторность поражающего действия ВУВ, при количественной оценке поражения и определения параметрических законов поражения за основу берется, в первую очередь, величина избыточного давления во фронте ударной волны. Поэтому при проведении полигонных и лабораторных испытаний взрывных процессов требуется наличие метрологического обеспечения средств измерения ВУВ, как в ближней, так и в зоне размещения персонала, с целью гарантировать надежность полученных параметров и обеспечения условий безопасности. Государственным стандартом ГОСТ В 25801-83 [3] при испытаниях предусматривается определение характеристик ВУВ, образующейся при взрыве, таких как динамика избыточного давления во времени в фиксированных точках пространства, максимального избыточного давления во фронте ударной волны, длительности положительной фазы и др. Для этих целей применяются преобразователи (датчики) давления в воздушной среде. В этом же стандарте описан метод градуировки преобразователей давления путем подрыва эталонных зарядов с определением коэффициента чувствительности датчиков «величины К». При этом среднеквадратические ошибки измерения максимального избыточного давления согласно пункту 5.7 стандарта [3] при испытаниях боеприпасов составляют 8%. Однако, считаем, что достижения такой погрешности в реальных условиях в большинстве случаев весьма проблематично и не всегда может быть обеспечено.

По мере удаления ВУВ от эпицентра взрыва происходит ее асимптотическая трансформация в акустический импульс, который по своим параметрам (длительность импульса менее 1 с) в соответствии с требованиями действующих санитарных норм [4] соответствует критериям импульсного шума (ИШ). Короткие и высокоинтенсивные акустические импульсы способны оказывать повреждающее действие на человека в виде острой и/или хронической травмы органа слуха вплоть до разрыва барабанных перепонок, развития нейросенсорной тугоухости с последующим стойким снижением слуха. ИШ влияет на организм не только через слуховой анализатор, но и через

неспециализированные системы баро- и механорецепторов, вызывая неспецифическую (экстракохлерную) реакцию целостного организма. Она проявляется в виде разнообразных функциональных отклонений и патологических нарушений в различных органах и системах, приводя к снижению работоспособности [5, 6].

При испытаниях ВВ и специальных средств возникает задача обеспечения безопасности обслуживающего персонала и населения [7–10]. В настоящее время нет общепризнанных гигиенических нормативов, регламентирующих нагрузку высокоинтенсивного импульсного акустического воздействия. Нет надежных методов расчета параметров распространяющегося высокоинтенсивного ИШ воздействующего на обслуживающий персонал. Отсутствуют обоснованные пути снижения акустической нагрузки, что создает риск для здоровья и развития патологии, обусловленной ненормируемым воздействием ВУВ и ИШ [11–13]. В первую очередь это относится к патологии органа слуха – потеря слуха и развитие профессиональной НСТ [14–17].

Цель работы: провести анализ различных подходов для измерения импульсного шума в зоне безопасности и избыточного давления во фронте ВУВ и дать рекомендации по повышению точности этих измерений.

1. Результаты исследования

1.1. Особенности измерения акустического импульса при воздушных взрывах.

При оценке ИШ чаще всего применяются амплитудно-временные параметры [4, 18]. Однако единых подходов к измерению ИШ не существует. В разных странах существует многообразие в подходах к определению длительности ИШ [19], а для условий реверберации предлагается вообще отказаться от определения эффективной длительности с определением допустимого максимального уровня давления (L_{max}) при использовании средств индивидуальной защиты органа слуха по формуле [20]:

$$L_{max} = 185\text{дБ} – 2{,}5\ell gN, \quad (1)$$

где: N – число выстрелов.

В Германии, например, для оценки импульсных шумов, возникающих при выстрелах, используется так называемая С-длительность. Она определяется интервалом или суммой интервалов времени, в пределах которого положительные и отрицательные значения уровня звукового давления превышают по абсолютной величине значение на 10 дБ (в 3,16 раза) меньше, чем уровень пикового давления. При этом, максимальный уровень давления ИШ без защиты органа слуха составляет 160 дБ при времени действия N числа выстрелов ($C_{длит.}\cdot N$) 3 мс, и снижается до 140 дБ при времени 300 мс. При использовании СИЗ органа слуха соответствующие максимальные уровни давления увеличиваются на 25 дБ [21].

Во временных нормативах защиты № 00–27/1 Министерства обороны Великобритании, разработанных на основе результатов обследования военнослужащих – участников боевых действий на Фолклендских островах, предельно допустимые уровни ИШ также зависят от длительности импульсного воздействия. В частности (без применения СИЗ органа слуха), для импульсов длительностью 1–2 мс нормативные уровни находятся в диапазоне 147–153 дБ [22].

В РФ, в соответствии с «Нормами допустимого воздействия патронов светозвукового действия к огнестрельному бесствольному оружию отечественного производства», утвержденными приказом Минздравсоцразвития России от 22.10.2008 г. №584н «Об утверждении норм допустимого воздействия на человека поражающих факторов гражданского оружия самообороны», допустимые уровни одиночного акустического импульса определяются длительностью: 145 дБ – при 1,0–20,0 мс, 140 дБ –

при 20,0–100,0 мс, 135 дБ – при 100,0–200,0 мс. В этом документе также отмечается недопустимость органических повреждений слухового анализатора.

Из выше представленных данных видно, что при измерении ИШ в основном применяются амплитудно-временные характеристики без учета спектра шума. Однако данный подход не совсем правомочен для ИШ, в спектре которого доминируют низкие и инфразвуковые частоты, кроме того, в соответствии с ГОСТ [23] длительность различных фаз сжатия и разрежения импульса не определяется, следовательно, использовать эти характеристики в качестве критерия для норм безопасности использовать нецелесообразно.

Всё изложенное подтверждает незавершенность процесса гигиенического нормирования при использовании спецсредств.

При оценке акустического фактора необходимо учитывать, что гигиенические нормативы разработаны на основе, в первую очередь, критерия безопасности для органа слуха и в качестве критериального параметра использован эквивалентный уровень звука. Так, в [4] отмечено, что максимальные уровни звука А, измеренные с временными коррекциями S и I, не должны превышать 110 дБА и 125 дБА соответственно. Пиковый уровень звука по шкале «С» не должен превышать 137 дБС.

Принятие новых санитарно-эпидемиологических требований к физическим факторам на рабочих местах [4], в части нормирования ИШ с инфразвуковой компонентой, ситуацию только усугубит.

Для шума введено три нормируемых показателя с использованием частотных коррекций по шкале «А» и шкале «С»: а) эквивалентный уровень звука А за рабочую смену (80дБА); б) максимальный уровень звука А, измеренный с временными коррекциями медленно и импульс (≤110дБAS и ≤125дБAI); в) пиковый уровень звука по шкале "С" (≤ 137 дБС).

Нормируемыми параметрами инфразвука являются: а) эквивалентные уровни звукового давления за рабочую смену в октавных полосах частот 2, 4, 8, 16 Гц – $L_{p,1/1,eq,8h}$, дБ; б) эквивалентный общий уровень инфразвука за рабочую смену – $L_{p,Zl,eq,8h}$, дБ, измеренный в диапазоне частот 1,4–22 Гц; в) максимальный общий уровень инфразвука, измеренный с временной коррекцией S (медленно) ≤120дБ.

Принципиальное отличие от санитарных норм 1996 года (СН 2.2.4/2.1.8.562–96) заключается в том, что уровни звукового давления в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц не являются нормируемыми параметрами и рассматриваются только как справочные параметры для выбора средств защиты.

Необходимо отметить, что высокоинтенсивный ИШ, образованный взрывными процессами содержит в своем спектре преимущественно инфразвуковые и низкие частоты. Применение новых нормативов [4] приведет к тому, что шум в диапазоне частот 22–500 Гц окажется не нормируемым, т.к. использование шкалы "А" подразумевает фильтрацию шума ("обрезание"). На частоте 500 Гц снижение уровня звукового давления по шкале "А" составит 3 дБ от исходного, а на частоте 22 Гц снижение достигнет 50 дБ. Таким образом, практически весь спектр ИШ оказывается не охвачен нормами, что, безусловно, не способствует условиям сохранения здоровья.

Кроме того, для измерения инфразвука предлагается использование частотной шкалы "Z" ($L_{p,Zl,eq,8h}$). Однако, во всех существующих шумомерах шкала "Z" не обеспечивает линейную шкалу. Линейность начинается от 10 Гц (–3дБ). Поэтому измерение в октавных полосах частот 2 и 4 Гц по шкале "Z" не корректно, т.к. занижает результаты на 20–10 дБ. Что также не позволит обеспечить акустически безопасные условия труда и приведет к росту профессиональной заболеваемости шумовой этиологии.

Использование шкалы «С» для нормирования импульсного шума не позволяет анализировать весь спектр воздействий. Линейность шкалы «С» на уровне –3дБ обеспечивается в диапазоне частот 125 -4000 Гц. Вне этого диапазона измерения не корректны. Следует отметить, что в данный диапазон попадает ограниченный класс шумовых событий. Для импульсов, образованных стрелковым вооружением такое нормирование приемлемо, а для взрывных работ нет. Так как при взрывах ВВ массой более 100 граммов спектр давления находится в диапазоне ниже 125 Гц.

Кроме того, для обеспечения безопасных условий персонала, участвующего в испытаниях специальной техники при воздействии ИШ необходимо прогнозировать пиковые уровни звука. Импульсы по мере распространения увеличивают длительность и смещают максимум спектра давления в низкочастотную область, что приводит к искажению результатов измерений звукового давления по шкале «С». В настоящее время отсутствуют надежные методы расчета распространяющегося импульсного звука с учетом частотной коррекцией по шкале «С», что не позволяет определять границы зоны безопасности для персонала. Особо остро стоит проблема нормирования импульсного шума для гражданского населения и военнослужащих при испытаниях специальных средства и утилизации боеприпасов, использование критерия 137 дБС не позволит объективно оценить фактор риска.

В [4] есть указание на величину предельно допустимого уровня звука для ИШ, которая при измерении по шкале «А» в режиме «Impulse» не должна превышать значения 125 дБАI. Однако, применять этот показатель для нормирования предельно допустимого уровня шума для импульсов с инфразвуковой составляющей не правомерно. Для низких и инфразвуковых частот поправка по шкале «А» при действии широкополосного шума в сторону снижения составляет 80 дБ и более, точное значение для этого диапазона не стандартизировано. Поэтому измерений инфразвука или ИШ с использованием шкалы «А» не производится. Применение в качестве нормируемого параметра величины максимального уровня звука ИШ, т.е. использование шкалы «А» не корректно.

Кроме того, в [4] имеется ограничение на время регистрации или время действия инфразвука, которое должно быть не менее 100 секунд, а время действия ИШ при взрывных процессах составляет, как правило, секунду или менее.

Шумовое воздействие, которое можно классифицировать как ИШ с инфразвуковой компонентой, формирующийся при испытаниях специальной техники в существующих нормативных документах отсутствует, и нормируемые параметры такого воздействия не определены, так как фактор не соответствует общепринятой классификации.

Таким образом, принятая система нормирования ИШ с инфразвуковой компонентной не позволяет достоверно выявить вредные факторы, что в последствии может привести к заболеваниям шумовой этиологии персонала, проводящего испытания специальной техники. Следовательно, необходимо разработать адекватную нормативную базу для нормирования ИШ и использовать соответствующие средства измерений для определения характеристик ИШ, формирующегося при взрывных процессах.

Считаем, что с учетом всех требований и рекомендаций [4] для классификации ИШ с инфразвуковой компонентой нужно руководствоваться следующими критериями:

- по характеру спектра фактор является широкополосным шумом с непрерывным спектром шириной более одной октавы;
- по временной характеристике излучаемый фактор является ИШ, состоящим из одного или нескольких фаз колебательного процесса (фазы сжатия и разрежения), каждый длительностью менее 1 секунды.

Нормируемыми параметрами акустического импульса с инфразвуковой компонетой являются эквивалентные по энергии уровни звукового давления за интервал времени равный одной секунде (L экв.,1 Лин), в дБ, в октавных полосах частот со стандартными среднегеометрическими частотами в инфразвуковом и слышимом

диапазоне частот и эквивалентный по энергии общий уровень звукового давления за интервал времени равный одной секунде, определяемый по формуле:

$$L_{экв,1} = 10 \cdot Lg\left[\frac{1}{\tau^1}\int_0^T\left(\frac{P_{лин}(\xi)}{P_0}\right)^2 \cdot d\xi\right], \text{ дБ} \quad (2)$$

где τ^1 - интервал времени равный 1 сек, $P_{лин}$ – мгновенное значение звукового давления, регистрируемое по шкале «Лин» (использование других шкал недопустимо), P_0 – опорный уровень звукового давления = $2 \cdot 10^{-5}$ Па.

При использовании в качестве измерительного средства шумомера, нормируемые параметры импульсного инфразвука определяются по результатам измерения эквивалентного по энергии уровня звукового давления ($L_{экв,Т}$ Лин), в дБ, в октавных полосах частот со стандартными среднегеометрическими частотами в инфразвуковом и слышимом диапазоне частот и эквивалентного по энергии общего уровня звукового давления.

Эквивалентный уровень звукового давления (LEQ) определяется интегрированием мгновенного значения квадрата звукового давления за интервал времени Т по формуле:

$$LEQ = L_{экв,T} = 10 \cdot Lg\left[\frac{1}{T}\int_0^T\left(\frac{P_{лин}(\xi)}{P_0}\right)^2 \cdot d\xi\right], \text{ дБ} \quad (3)$$

где $P_{лин}$ – мгновенное значение звукового давления, регистрируемое по шкале «Лин», P_0 – опорный уровень звукового давления = $2 \cdot 10^{-5}$ Па. Время интегрирования – Т каждый оператор в процессе измерений определяет независимо. Время интегрирования это интервал между моментом включения и выключения шумомера в секундах.

Измерение эквивалентного (по энергии) уровня звукового давления осуществляется шумомером в стандартном режиме «FAST» (постоянная времени интегрирования ~ 200мс) с использованием шкалы «Лин» (дБ лин). Требования к измерительному тракту – наличие линейной шкалы от 1 Гц до 12,5 кГц.

Пересчет от эквивалентного уровня звукового давления (Lэкв, Т) к нормируемому параметру – эквивалентному (общему и спектральному) уровню звукового давления за интервал времени равный одной секунде (Lэкв,1), осуществляется по формуле:

$$L_{экв,1} = L_{экв,\ T} + \Delta, \quad (4)$$

где $\Delta = 10Lg(T)$, дБ, а Т – время интегрирования (с).

Величина поправки (Δ) используется также для расчета октавных компонент спектра [7].

Для измерения ИШ с инфразвуковой компонентой в дальней зоне целесообразно использовать шумомеры фирмы Bruel & Kjaer Type 2250 или 2270 снабженные микрофонами Type 4193 (Дания). В качестве отечественного аналога можно использовать шумомеры фирмы «Октава-Электрон Дизайн», (Октава-110А или Экофизика) с микрофонами ВМК-205, производства АО «СКБ «Виброприбор» г. Таганрог. Перед измерениями шумомеры необходимо откалибровать стандартными акустическими калибраторами [23].

1.2. Особенности измерения воздушной ударной волны.

Считается, что приведенные в [3] соотношения для определения избыточного давления ВУВ ($\Delta P_м$) основаны на формуле М.А. Садовского [24]. Однако они различаются по постоянным множителям. В [3] приведены уточненные формулы для определения $\Delta P_м$, но и они не совпадают с представленными в [3] соотношениями. Наиболее полный сравнительный анализ различных расчетных формул для определения

$\Delta P_м$ представлен в [24], где отмечается, что формулу из [4] можно применять только при массе эталонного заряда (m) 50 кг, а в [24] назван еще больший предел m=200 кг. Это связано с тем, что при вычислении $\Delta P_м$ следует учитывать не полную массу заряда, а только массу так называемой его «активной» части (m_a) и учитывать коэффициент $\alpha = m / m_a$. При этом, как указано в [4], для тротила значения α составляют при $m = 1$ кг $\alpha = 30\%$, при $m = 8$ кг $\alpha = 65\%$, при $m = 50$ кг $\alpha = 80\%$. Однако в [3] никаких указаний по тому поводу не имеется и как учитывать долю «активной» части заряда взрывчатого вещества (ВВ) не указывается.

На значение $\Delta P_м$ влияют плотность ВВ эталонного заряда [3], величина тротилового эквивалента в зависимости от типа используемого ВВ [24] и атмосферные условия. Частично влияние атмосферных условий на значения параметров ВУВ рассмотрено в [25]. В [24] указывается, что ожидаемое различие параметров ВУВ в зависимости от погодных условий не превышает ошибки измерений 20%. Однако более подробных данных по учету влияния атмосферных условий на параметры ВУВ в литературе не имеется, а в [3] этот вопрос не затрагивается.

Известные формулы для расчета перепада давления в ВУВ дают точность не выше 10% даже для идеального случая воздушного взрыва [24]. В работе [26] отмечается, что значения $\Delta P_м$, вычисленные по различным формулам, дает разброс уже до 30%. При обратной экспертной оценке величины выделившейся энергии по перепаду давления (как, например, при расчете тротиловых эквивалентов) реализуется существенно большая неточность, которая приближается к значению 100% [24].

Для наглядной иллюстрации приведем результаты расчета значений $\Delta P_м$ по различным формулам для наземного взрыва зарядов ТНТ.

Формула (5) из [1]:

$$\Delta P_м = (0{,}93x + 3{,}82x^2 + 12{,}74x^3) * 10^3, \text{ кПа} \quad (5)$$

Формула (6) из [7 с цитированием [2]:

$$\Delta P_м = (0{,}95x + 3{,}9x^2 + 13.0x^3) * 10^3, \text{ кПа} \quad (6)$$

Формула (7) из [24]:

$$\Delta P_м = (0{,}101x + 0.42x^2 + 1.41x^3) * 10^3, \text{ МПа} \quad (7)$$

В формулах приняты обозначения:

$$X = m^{0.33} \Big/ R \ ,$$

где m – масса заряда ВВ в кг, R – расстояние в метрах от точки подрыва заряда ВВ до датчика давления.

Результаты расчетов избыточного давления (кПа) в ВУВ, вычисленные по различным формулам представлены в таблице 1.

Таблица 1

Значения избыточного давления (кПа) в ВУВ, вычисленные по различным формулам

Масса заряда ВВ (кг)	**Расстояние от точки порыва ВВ (м)**	**По формуле (5)**	**По формуле (6)**	**По формуле (7)**
50	10	145,8	149	160,4
50	30	19,1	19,5	20,8
100	10	244	249	269
100	30	27,4	28,0	30,3

Из табл. 1 следует, что расхождения в расчетных значениях $\Delta P_м$ незначительны. Это, однако, не свидетельствует о высокой точности градуировки с помощью эталонных подрывов ВВ ввиду следующих существенных замечаний.

Во-первых, приведенные формулы 5–7 не охватывают весь спектр известных соотношений для определения $\Delta P_м$. Для этого целесообразно провести более глубокий анализ существующих литературных данных. Однако, этому препятствует отсутствие исчерпывающих сведений об условиях проведения экспериментов, примененной при исследованиях аппаратуре, характере и степени воздействия побочных факторов, таких как тепловое воздействие на датчики вспышки взрыва, скачка температуры в ВУВ, дифракции волны на корпусе и креплении датчиков, механические удары и вибрационные нагрузки на преобразователи давления и т.п. Как видно, не приводятся анализ и количественные оценки большого количества факторов и характеристик, влияющих на погрешности измерений.

Во-вторых, остаются без внимания, влияющие на параметры ВУВ факторы, о которых говорилось выше (доля «активной» части ВВ, влияние погодных условий, характеристик грунта, высоты подрыва, плотность заряда ВВ и др.).

Кроме того, недостаточно освещены, а иногда и не приводятся совсем, методические вопросы, анализ и оценки инструментальных погрешностей. И, наконец, при проведении экспериментов, вероятно, использовались статистические методы обработки данных, которые должны быть оценены с точки зрения их надежности, достоверности и погрешности. В литературных источниках, где приводятся формулы для определения значений $\Delta P_м$ при подрывах эталонных зарядов ВВ, об этом почти ничего не сообщается.

Для определения коэффициента чувствительности преобразователей давления может быть использован метод, основанный на измерении скорости фронта ВУВ с дальнейшим расчетом значения $\Delta P_м$ в месте установки датчика давления [3]. Этот метод в значительной мере лишен недостатков, присущих способу градуировки, основанному на подрыве эталонных зарядов. Однако и здесь имеются определенные ограничения по динамическому диапазону, как и в методе ударной трубы, о котором будет упомянуто ниже [27]. Кроме того, метод не имеет метрологического обоснования и указаний по расчету погрешностей определения коэффициента чувствительности.

Оба, из указанных в стандарте [3] метода, требуют серьезных материальных затрат и трудоемки при реализации. Например, согласно указаниям стандарта предписывается проводить градуировку преобразователей давления не реже, чем через пять опытов.

Таким образом, методы градуировки преобразователей давления, изложенные в [3], имеют недостатки и, самое главное, не обеспечивают гарантированной точности определения коэффициента чувствительности «величины К преобразователей давления. Вместе с тем погрешность определения «величины К» во многих случаях является если не определяющей, то значительной по абсолютному значению в общей погрешности измерений параметров воздушной ударной волны. Если значение «К» является неопределенной величиной, то и результаты измерений $\Delta P_м$ при испытаниях боеприпасов нельзя считать достоверными. Выход из создавшегося положения следует искать в применении методов и средств градуировки на лабораторных установках, которые гарантированно обеспечивают заданную точность определения коэффициента чувствительности датчиков давления, что предусмотрено стандартом [3].

Существует большое разнообразие лабораторных средств градуировки преобразователей давления, основанных на различных методах воспроизведения единицы давления, в том числе имитирующие воздействие избыточного давления (например, устройства так называемого обратного тарирования, в которых скачок давления имитируется путем резкого снятия груза определенной массы с чувствительного элемента датчика). Обзор таких средств градуировки представлен в работе [28]. В статье [29]

описаны теоретические основы и приведены соотношения для определения погрешности градуировки датчиков с помощью ударной трубы и пневматического калибратора. В аналитическом обзоре [30] освещается состояние метрологического обеспечения измерений переменного и импульсного давления. Представленные в обзоре установки для поверки, метрологической аттестации и испытаний приборов касаются в основном акустических средств измерений (до 172 дБ относительно величины опорного давления $2 \cdot 10^{-5}$ Па). В нем приводится описание разработанной ВНИИФТРИ образцовой измерительной установки «Труба ударная ТУ-4» для измерения амплитудной характеристики, абсолютной или относительной чувствительности преобразователей давления в диапазоне избыточных давлений 170 – 200 дБ (относительно величины опорного давления $2 \cdot 10^{-5}$ Па).

Для градуировки преобразователей давления в настоящее время предлагаются различные установки в основном зарубежного производства. Из них можно отметить большой ряд калибраторов фирмы «PCB Piezotronics» (США) для градуировки в широком диапазоне давлений. В табл. 2 представлены основные характеристики таких установок согласно каталогу этой фирмы.

Таблица 2

Характеристика установок для градуировки преобразователей избыточного давления ВУВ

Название, тип (модель) установки	**Диапазон избыточных давлений (кПа)**	**Вид сигнала**	**Основная погрешность (%)**	**Вес (кг)**
Труба ударная, модель 901A10	48 – 9650	ступенчатый	не указывается	не указан
Импульсный калибратор низкого давления, модель 903B02	0 – 1035	ступенчатый	0,2	22,7
Статический калибратор высокого давления, модель 905C	69 – 690000	ступенчатый	≤10	90
Ступенчатый генератор давления, модель 907A02	0 – 6900	переменный	не указывается	34
Импульсный калибратор высокого давления, модель 913A10	69 – 860000	импульсный	±0,3	20

Указанные в табл. 2 средства являются установками лабораторного типа. Погрешность градуировки на ударной трубе, также как и для установки ТУ-4, находится в пределах 3 – 5% и зависит от величины воспроизводимого избыточного давления и характеристик используемых измерительных приборов, входящих в состав установок.

Из отечественных средств градуировки следует обратить внимание на пневматический калибратор типа ВИА-103, разработанный в АО «СКБ «Виброприбор» (г. Таганрог) предназначенный для лабораторных условий. Он имеет следующие тактико-технические характеристики: диапазон избыточных давлений – от 50 до 100 кПа, сигнал давления – ступенчатый, относительная погрешность измерения скачка давления не более 3%, питание воздухом от ручного насоса, диапазон рабочих температур – от плюс 5 до плюс 40°С, масса 6 кг. К достоинствам калибратора можно отнести возможность определения линейности динамических характеристик калибруемых датчиков давления.

Для применения в полевых условиях в АО «СКБ «Виброприбор» (г. Таганрог) разработан калибратор ВИА-103П массой менее 5 кг и адаптированный под любые типы автомобильных насосов (Рис. 1).

Рис.1. Калибратор типа ВИА-103П

При этом обеспечивается градуировка всего измерительно-регистрирующего тракта, что очень удобно для дальнейшей обработки данных измерений.

Одним из важных преимуществ калибраторов типа ВИА-103П является то, что они значительно дешевле импортных калибраторов. В настоящее время ведется работа над повышением диапазона задаваемых избыточных давлений.

Заключение

Необходимость применения ВВ в различных отраслях (науке, промышленности, технике, военной области и др.) определяется стоящими целями и задачами с учетом факторов взрыва. Важным звеном в планировании и организации проведения взрывных работ является метрологическое обеспечение, которое в результате развития науки и техники требует постоянного совершенствования, а также обеспечение условий безопасности персонала, проводящего испытания.

В настоящее время нет общепризнанных гигиенических нормативов, регламентирующих нагрузку высокоинтенсивного импульсного акустического воздействия, поэтому необходимо разработать адекватную нормативную базу для нормирования ИШ и использовать соответствующие средства измерений для определения характеристик ИШ, формирующегося при взрывных процессах. Даны рекомендации по измерению параметров акустического импульса, образующихся при взрывах, и по использованию средств измерения.

В большинстве случаев основным поражающим фактором взрыва является ВУВ. Для обеспечения необходимой точности градуировки преобразователей давления в ВУВ при проведении взрывов и испытаниях следует пользоваться предпочтительно лабораторными градуировочными средствами, аттестованными в установленном порядке. Считаем, что такой подход можно использовать и для преобразователей давления, применяемых для измерения параметров дульных ударных волн при испытаниях

артиллерийских систем. Для этого необходимо провести дополнительные экспериментальные исследования в лабораторных и полигонных условиях.

Правильность измерения параметров ВУВ и акустических импульсов, образующихся при взрывах, является одним из основных путей для снижения акустической нагрузки и риска для здоровья персонала.

Список литературы

1. Физика взрыва / Под ред. Л.П.Орлова. – М.: Физмат, 2002. – Т.1. – 837 с.

2. Гельфанд Б.Е., Сильников М.В. Фугасные эффекты взрывов. – СПб.: Полигон, 2002. – 272 с.

3. ГОСТ В 25801-83. Боеприпасы. Метод определения характеристик и параметров воздушной ударной волны при взрыве боеприпаса.

4. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы СанПиН 2.2.4.3359-16 "Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах" от 21.06.2016 № 81.

5. Балык О.А., Шешегов П.М., Харитонов В.В. и др. Источники высокоинтенсивного шума и инфразвука в Вооруженных Силах Российской Федерации (часть первая) // Вопросы оборонной техники. Технические средства противодействия терроризму. Серия 16. – 2018. – № 3-4 (117-118). – С. 139-147.

6. Дворянчиков В.В., Ахметзянов И.М., Миронов В.Г. и др. Особенности акустической обстановки при эксплуатации объектов вооружения и военной техники в Вооруженных силах Российской Федерации // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2018. – № 3 (63). – С. 150-110.

7. Драган С.П., Григорьев О.А., Ерофеев Г.Г и др. Обоснование предельно допустимых уровней звукового давления импульсного акустического воздействия для обеспечения условий безопасности обслуживающего персонала при испытании специальных средств // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. – 2014. – № 11-12. – С. 64-71.

8. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Логаткин С.М. и др. Обоснование использования средств защиты от вредного действия импульсного шума при стрельбе из стрелкового оружия и средств ближнего боя // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. – 2012. – № 3-4. – С. 64-71.

9. Балык О.А., Шешегов П.М., Харитонов В.В. и др. Профилактика неблагоприятного действия шума на здоровье военнослужащих (часть вторая) // Вопросы оборонной техники. Технические средства противодействия терроризму. Серия 16. – 2018. – № 5-6 (119-120). – С.141-150.

10. Дворянчиков В.В., Ахметзянов И.М., Миронов В.Г. и др. Основные направления профилактики шумовой патологии в Вооруженных силах Российской Федерации // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2018. – № 3 (63). – С. 26-32.

11. Зинкин В.Н., Миронов В.Г., Сергеев О.Н. и др. Ведущие клинические критерии шумовой патологии // Российская оториноларингология. – 2007. – № 3 (28). – С. 51-56.

12. Солдатов С.К., Бухтияров И.В., Зинкин В.Н. и др. Профессионально обусловленная заболеваемость авиационных специалистов // Медицина труда и промышленная экология. – 2010. – № 9. – С. 35-40.

13. Зинкин В.Н., Квасовка В.В., Солдатов С.К. и др. Влияние высокоинтенсивного авиационного шума на заболеваемость инженерно-технического состава военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2008. – Т. 329, № 2. – С. 59-63.

14. Шешегов П.М., Зинкин В.Н., Дворянчиков В.В., Миронов В.Г. Нейросенсорная тугоухость шумовой этиологии: диагностика, лечение и профилактика // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2015. – № 2 (50). – С. 60-66.

15. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. и др. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2009. – № 3. – С. 54-58.

16. Зинкин В.Н., Миронов В.Г., Солдатов С.К. и др. Особенности патологического действия авиационного шума на орган слуха инженерно-технического состава авиации // Российская оториноларингология. – 2007. – № 6. – С. 69-74.

17. Зинкин В.Н., Шешегов П.М., Чистов С.Д. Клинические аспекты профессиональной сенсоневральной тугоухости акустического генеза // Вестник оториноларингологии. – 2015. – Т.80, № 6. – С. 65-70.

18. Ахметзянов И.М., Зинкин В.Н., Логаткин С.М. и др. Импульсный шум при стрельбе из стрелкового оружия и средств ближнего боя как фактор военного труда // Военно-медицинский журнал. – 2012. – Т.333, № 6. – С. 98-103.

19. Brinkmann H.H. Techniques and procedures for the measurement impulse noise // Damage Risk from Impulse Noise. Lecture series 219. – 2002, RTO - ENP-011(2002) AC/323 (HFM-048) TP/31. – P.11-13.

20. Johnson D.L. Non-Auditory Damage Risk Assessment for Impulse Noise // Damage Risk from Impulse Noise. Lecture series 219. – 2002, RTO -ENP- 011(2002) AC/323 (HFM-048) TP/31. – P. 71-78.

21. Pfander F. Reaktion des Ohres auf akustische Belastungtn // Das Schalltrauma. − Bonn im Juni 1994. − P. 17-34.

22. Anderson J. An audiometric survey of Royal Artillery gun crews following “Operation Corporate” // J. Roy. Army Med. Corps. – 1984. – Vol. 130, N. 2. – P. 100-108.

23. ГОСТ Р 53567-2009 (ИСО 10843: 1997). Методы описания и измерения единичного импульса или последовательностей импульсов.

24. Садовский М.А. Механическое действие воздушных ударных волн по данным экспериментальных исследований // Физика взрыва. – 1952. – № 1. – 197с.

25. Кренёв С.А., Сидоров В.А., Сгибнев Е.Г. Методы определения безопасных расстояний при взрыве зарядов ВВ и осколочно-фугасных боеприпасов: обзор. – М.: ЦНИИНТИ, 1981.

26. Clancey V.J. The propagation of shock waves // Paper at Euromech. –1981. – № 3.

27. Моторин В.М., Потапов В.М. Методы и средства динамической градуировки датчиков давления (аналитический обзор № 3437). – Климовск: ЦНИИИТЭИ, 1984.

28. Физика взрыва / Под ред. К.П. Станюковича. – М.: Изд-во «Наука», 1975. – 704 с.

29. Потапов В.М. Градуировка средств измерения давления в ударных волнах // Вопросы оборонной техники. Серия 14. – 1984. – Выпуск 4.

30. Лопашов Д.З., Потапов В.М., Пирожков М.В., Седухин А.И. Современные средства акустических измерений в воздушной среде: обзор № 3755. – ЦНИИИТЭИ, 1985.

УДК 57.042
OECD 01.07.RO

Последствия бароакустических воздействий на человека при взрыве

Попов В.Л.[1], Попова Н.П.[2]
[1] Профессор, Кафедра публичного права Федерального государственного университета морского и речного флота им. адм. С.О. Макарова,
[2]Доцент, Кафедра «Экология и безопасность жизнедеятельности», Балтийского технического государственного университета «Военмех» им. Д.Ф. Устинова.

Аннотация

Приведены некоторые современные судебно-медицинские и криминалистические представления о поражающем воздействии на орган слуха ударной и звуковой волн, образующих при взрыве. Изложены результаты опытов на крупных и малых животных, а также обобщенная практика поражения органа слуха человека ударной и звуковой волнами.

Ключевые слова: взрыв, ударная волна, звуковая волна, млекопитающие.

Consequences of baroacoustic effects on humans in an explosion

Popov V.L.[1], Popova N.P. [2]
[1]Professor, Department of public law, Admiral Makarov State University of Maritime and inland shipping, Saint-Petersburg, Russia
[2]Associate professor, Department of Ecology and life safety Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Some modern forensic and forensic ideas about the impact on the organ of hearing of the shock and sound waves that form during the explosion are given.The results of experiments on large and small animals, as well as the generalized practice of damage to the organ of human hearing by shock and sound waves are presented.

Keywords: *explosion, shock wave, sound wave, mammals.*

Введение

В судебно-медицинской и взрывотехнической криминалистической литературе под взрывом понимают импульсное высвобождение большого количества энергии в результате самораспространяющегося физического или химического превращения вещества, заключающегося в расширении его исходного объёма с образованием сильно нагретых газов, перемещением окружающей среды и возникновением звукового эффекта. При этом R.A. Strehlov и соавторы (1976) уточняют, что разрушения и экзотермический эффект не всегда обязательны, подчеркивают, что импульсное выделение энергии нельзя считать взрывом, если оно недостаточно локализовано во времени и в пространстве, и не приводит к возникновению воспринимаемой на слух волны акустического давления.

Криминалисты и судебные врачи обращают внимание на то, что взрыв представляет собой многофакторное воздействие существенно различающихся поражающих элементов, о котором можно составить только систематизированное представление (рис.1).

Приведённая классификация повреждающих факторов взрыва позволяет решать основную судебно-экспертную задачу – реконструкцию условий взрыва: установление свойства взрывчатого вещества, сущность повреждающих факторов, расстояние до центра взрыва, положения человека (людей) на месте происшествия и т.д.

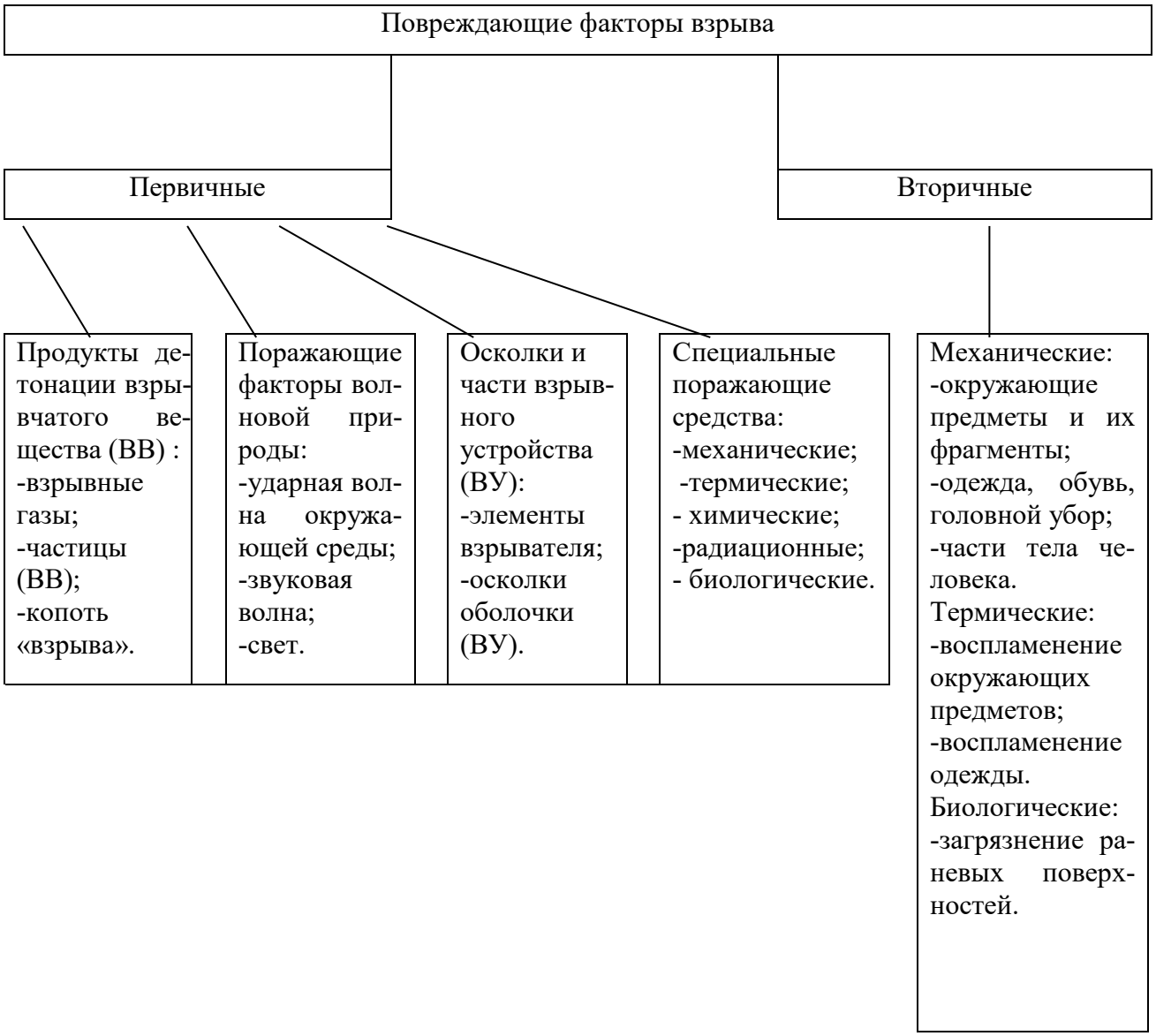


Рис. 1. Многофакторные воздействия взрыва.

В ряде этих факторов находятся последствия бароакустического воздействия ударной и звуковой волны в виде поражения функции органа слуха в различной степени.

В таблице 1 показано соотношение величины давления ударной волны и результатов такого воздействия (С.М. Колотушкин, 2004).

Таблица 1.
Соотношение пороговых величин давления во фронте ударной волны и степени повреждения организма.

ΔР, кПа	**Степень повреждения организма**
2	Временная потеря слуха
20	Разрывы барабанных перепонок. Небольшие кровоизлияния в ткани легких.
50	Разрывы барабанных перепонок, кровоизлияние в среднее и внутреннее ухо. Крупноочаговые кровоизлияния в ткань легких.
70	Состояние общей контузии организма.

100-150	Переломы рёбер. Кровоизлияния под мягкую оболочку головного мозга.
200	Смерть.
600	Фрагментирование тела.

Таблица 1 демонстрирует очевидный факт: чем выше избыточное давление на фронте ударной волны, тем тяжелее функциональные нарушения в организме людей. Вместе с тем, столь же очевидно полное отсутствие преемственного систематического изложения. Многое неясно:

a) если обозначен порог временной потери слуха, то при каком давлении наступает постоянная глухота;

b) какова аудиограмма утраты восприятия высокочастотного и низкочастотного звука;

c) каковы нарушения функций структур внутреннего уха, отвечающих за координацию движений и др.

Сведения в таблице 1 и в последующей таблице 2 получены в результате экспериментов на животных.

Таблица 2.

Пороговые поражающие величины давления во фронте воздушной ударной волны (по М.В. Тюрину, 2000).

Вид повреждения	**Пороговые поражающие величины давления ΔP, кПа**	
	кролики	**свиньи**
Баротравма уха	33	113
Повреждения легких	43	102
Смерть	180	880

Сопоставляемые данные в таблицах 1 и 2 показывают явное несоответствие: минимальный порог баротравмы органа слуха отличается минимум в 15 раз – 2 и 33 кПа. Пороговые величины, полученные в опытах на разных видах млекопитающих, также отличаются в 2,5-3,5 раза, так же как гибель животных – в 4,5 раза.

Более определенные данные получены в опытах с крупными млекопитающими, находившимися на разных расстояниях от центра взрыва конденсированных и низкоплотных ВВ, в помещении и на открытой местности (таблица 3).

Таблица 3.

Разрывы барабанных перепонок на разных расстояниях от центра взрыва при подрыве низкоплотного (НП) и конденсированного (КВВ) взрывного вещества на открытой местности (ОМ) и в ограниченном пространстве (ОП). (опыты М.В. Тюрина, 2000)

Вид ВВ	**Масса ВВ**	**Условия взрыва**	**Расстояние от удара взрыва, м**							
			2,0	**2,25**	**2.5**	**2.75**	**3,0**	**3,5**	**5,0**	**9,0**
НП	1кг	ОМ	+	+	+	+	+	±	-	-
НП	5кг	ОМ	+	+	+	+	+	+	+	±
КВВ	5кг	ОМ	+	+	+	+	+	+	+	-
НП	1кг	ОП	+	+	+	+	±	-	-	-
КВВ	1кг	ОП	+	+	+	+	+	+	-	-

Сведения, приведенные в таблице 3, позволяют сделать следующие выводы:

a) барабанные перепонки весьма чувствительны к давлению во фронте воздушной ударной волны, и поэтому могут быть надежным местом для решения подобных задач;

b) при прочих равных условиях расстояние, на котором фиксируется поражение биологических объектов, прямо связано с массой заряда ВВ: чем мощнее заряд ВВ, тем протяженнее расстояние, на котором поражаются биологические ткани;

c) больший поражающий эффект наблюдается при взрывах конденсированных ВВ по сравнению со взрывами низкоплотных ВВ;

d) поражения взрывом на открытой местности более тяжелые, чем в ограниченном пространстве (хотя некоторые авторы утверждают обратное, ссылаясь на суммированный эффект «прямых» и «отраженных» волн давления).

О поражении органа слуха сообщают военные врачи разных стран. Сотрудники Института оториноларингологии Главного госпиталя армии Китая установили нарушение слуха у 21 военнослужащего в результате взрыва. К сожалению, они не предоставили данных о мощности заряда взрывного устройства, его типе и удаленности пострадавших от центра взрыва. Тем не менее, они отметили на аудиограммах изменения слуха в пяти диапазонах частот.

Врачи Варшавского медицинского университета зафиксировали стойкое снижение остроты слуха у военнослужащих, находившихся вблизи центра взрыва при военных действиях в Афганистане.

Более подробные изменения органа слуха находим у В. Р. Гофмана, Ю. К. Янова и Л. А. Глазникова (1994), обобщивших опыт военной медицины по лечению взрывных поражений в афганской войне. Они пишут о неблагоприятном воздействии «интенсивных импульсных звуков» на слуховой и вестибулярный аппараты, разной степени повреждениях барабанной перепонки, анатомических структур среднего и внутреннего уха… В частности, авторы отмечают наступление кондуктивной тугоухости вследствие травмирования звукопроводящих структур внутреннего уха. Они обратили внимание на частную одностороннюю тугоухость на стороне, обращенной к центру взрыва, и только в 3% случаев – двустороннюю глухоту, наступившую у пострадавших, находившихся в непосредственной близости от центра взрыва большой мощности. В своей работе авторы не дифференцируют причину нарушения органа слуха – ударную или звуковую волну, предпочитая обобщающий термин «бароакустическое воздействие».

Очевидно, что возникающие при взрыве ударная волна и звуковая волна представляют собой разные сущности упругих волн. И та, и другая при определенной мощности способны оказать (и оказывают) поражающее действие на орган слуха. Хотя оба вида волн возникают почти одновременно, мощность ударной волны существенно выше, особенно в зоне, близкой к центру взрыва, где она подавляет действие звуковой волны. По мере удаления от центра взрыва действие ударной волны ослабевает и появляется возможность оценить действие звуковой волны, хотя и также со сниженной мощностью воздействия на биологические ткани органа слуха. На наш взгляд, дальнейшее дифференцирование влияния на орган слуха раздельного и совокупного воздействия ударной и звуковой волн при взрывах лежит на путях специальных целенаправленных экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Попов В. Л., Киселев В. В., Попова Н. П. Судебно-медицинская характеристика острой акустической травмы в связи с воздействием шума, возникающего при выстреле и взрыве: обзор зарубежной литературы за 2012-2016 гг.// Альманах судебной медицины. – N31. – 2016. – с/37-51;

2. Александров Л. Н. О действии ударной волны на человека и животных // Артилл. журнал. – 1957. - N35. – с.7-11;

3. Александров Л. Н. О механизме воздействия на организм взрвной волны большой мощности. // Вестник хир. им. Грекова. – 1967. – Т .99 – N11 – с. 89-94;

4. Иванов Н. И. Действие ипмульсного шума большой силы на орган слуха // Воен. – мед. журнал. – 1997. – N2 – с.44-46;

5. Засосов Р. А. О действии детонаций, сверхмощных звуков, ультразвуков и вибраций на ушной аппарат и организм // изд. ВМедА. – 1945. – 59с.

6. Гофман В. Р., Янов Ю. К., Глазиков Л. А. Боевые повреждения ЛОР-органов // Взрывные поражения. – изд. ВМедА. – 1994. – с61-81;

7. Strehlov R. A. Blast Waves from non-ideal Sources. – Sewenteenth Departmen of Defense Explosives Safety Seminar. – Denver. – Colorado. – 1976;

8. Baker W. E. Cox P. A., Westine P. S., Kulasz Y. Y., Strehlov R. A. – Explosion Hazzards and Evaluation. – Oxford. – New York. – 1983 – 384 p;

9. Колотушкин С. М., Федоренко В. А. // Взрывные устройства и следы их применения. – Волгоград. – 2004. – 296 с.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург
NOISE&VIBRATION 2019

УДК 534.873
OECD 01.03.AA

Построение звукоотражающей поверхности заданного профиля

Попов С.В.[1*], Мурзинов В.Л.[2]
[1]Аспирант, Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия
[2]Профессор, Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия

Аннотация

Вопросы анализа звукового поля всегда актуальны. Во многих прикладных задачах требуется информация о распределении звукового давления в различных помещения, полостях, объемах и т.д. Определение звукового поля – эта прямая задача, то есть, учитывая реальную конфигурацию отражающих поверхностей и наличие источников звука, с помощью приборов исследуют звуковое поле и получают его характеристику. Для изменения характера звукового поля, обычно, используют метод проб и ошибок, изменяя формы отражающих поверхностей и их расположение. Однако, можно рассмотреть обратную задачу, то есть, по заранее спланированному характеру звукового поля для конкретной области, в которой устанавливаются отражающие поверхности заданной формы, определенной расчетным путем. В статье рассматривается обратная задача. Для точечного источника звука рассчитывается форма отражающей поверхности, находящаяся на заданном расстоянии от источника, и обеспечивающая формирование параллельного звукового потока в заданном направлении.

Ключевые слова: звуковое поле, звуковое давление, источник звука, отражающая поверхность, акустически жесткий материал.

Construction of a sound-reflecting surface of a given profile

Popov S. V.[1], Murzinov V. L.[2]*
[1]Postgraduate student, Voronezh state technical University, Voronezh, Russia, kuzim-popov@yandex.ru
[2]Professor, Voronezh state technical University, Voronezh, Russia, dr.murzinov@yandex.ru

Abstract

The analysis of the sound field is always relevant. Many applications require information about the distribution of sound pressure in different rooms, cavities, volumes, etc. The definition of the sound field is a direct task, that is, taking into account the real configuration of the reflecting surfaces and the presence of sound sources, with the help of devices examine the sound field and get its characteristics. To change the nature of the sound field, usually use the method of trial and error, changing the shape of the reflecting surfaces and their location. However, it is possible to consider the inverse problem, that is, according to the pre-planned nature of the sound field for a specific area in which the reflecting surfaces of a given shape are set, determined by the calculated method. The article deals with the inverse problem. For a point source of sound, the shape of the reflecting surface, located at a given distance from the source, is calculated and provides the formation of a parallel sound flow in a given direction.

Key words: sound field, sound pressure, sound source, reflecting surface, acoustically hard material.

Введение

Характер звукового поля внутри объемов различных устройств принципиально отличается от характера поля в отрытом пространстве. Значительно изменяется картина распределения звукового давления в открытом пространстве. Давление звука в точках объема может меняться таким образом, что возможны процессы концентрирования звуковой энергии в определенных точках объема. На этот процесс влияют форма и

[*]Автор корреспондент: kuzim-popov@yandex.ru (Попов С.В.)

материал отражающих поверхностей, их взаимное расположение, как поверхностей, так и самого источника звука. В некоторых устройствах специально изготавливают отражающие поверхности заданного профиля, обеспечивающего концентрацию звуковой энергии в определенной точке объема. Например, в устройстве для корректировки направления на трудно наблюдаемые или не наблюдаемые источники звука используется принцип фокусировки звукового потока на датчик, измеряющий звуковое давление [1]. В других устройствах поверхности стенок изготавливаю не линейной формы, обеспечивает уплотнение параллельного звукового потока в определенной точке, в которой установлен микрофон [2]. Во многих публикациях рассматриваются вопросы взаимодействия звуковых потоков и отражающих поверхностей, например, в анализе шумозащитных экранов и звукоподавляющих панелей [3, 4, 5, 6]. Современная вентиляция требует решения вопроса о снижение шума, как аэродинамического, так и структурного [7, 8, 9]. Однако в публикациях не ставится вопрос о построении отражающей поверхности заданного профиля с цель получения звукового потока заданной характеристики. Можно рассмотреть следующую задачу. Построить звукоотражающую поверхность, формирующую параллельный звуковой поток от точечного источника. Дано взаимное расположение точечного источника и крайней точки звукоотражающей поверхности.

1. Постановка задачи

Даны пространственные координаты источник звука и звукоотражающей поверхности. Источник звука точечный. Отражающая поверхность изготовлена из акустически жесткого материала.

На рис. 1 показана расчетная схема с изображением взаимного расположения источника звука и крайней точки звукоотражающей поверхности.

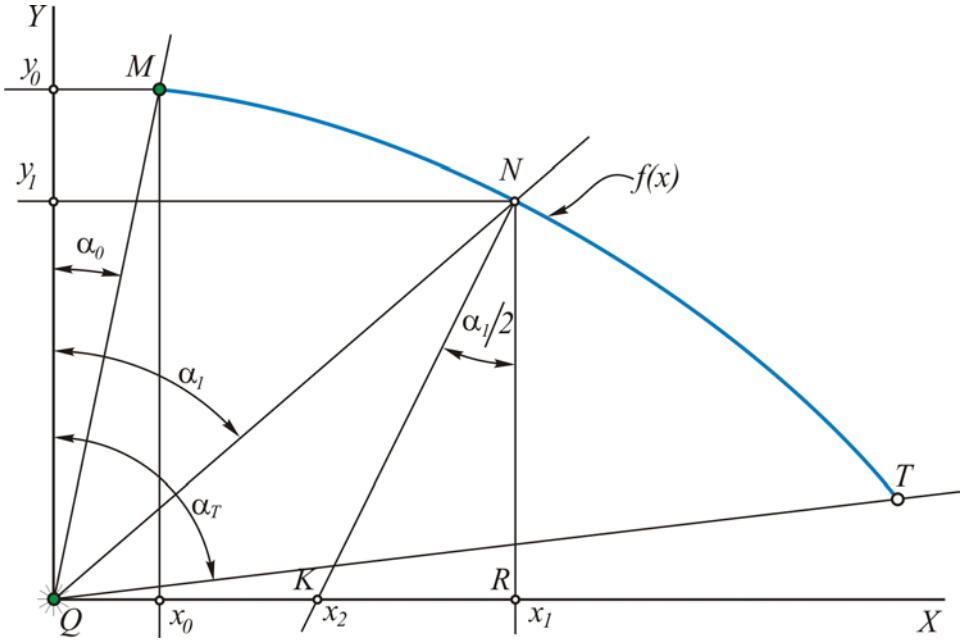


Рис. 1. Расчетная схема для определения заданного профиля отражающей поверхности. Q – источник звука; M, N, T – базовые точки; $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_T$ – базовые углы лучей.

2. Вывод основных соотношений

Рассмотрим произвольный луч QN в заданном секторе, ограниченном точками M и T. Точка N является точкой пересечения луча QN и поверхности MT. Уравнение луча QN будет

$$y = \mathrm{tg}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1\right) \cdot x \text{ или } y = \frac{1}{\mathrm{tg}(\alpha_1)} \cdot x. \quad (1)$$

Выберем вид будущей отражающей поверхности в форме полинома второго порядка

$$f(x) = Ax^2 + Bx + C, \quad (2)$$

где A, B, C константы требующие определения. Координаты точки *N* можно определить из совместного решения уравнений (1) и (2), тогда получи систему (3)

$$\left.\begin{aligned} y &= \frac{1}{\mathrm{tg}(\alpha_1)} \cdot x \\ y &= Ax^2 + Bx + C \end{aligned}\right\}. \quad (3)$$

Подставим значение *x* из первого уравнения системы (3) и получим значение ординаты точки *N* и затем значение абсциссы

$y_1 = A(y\,\mathrm{tg}(\alpha_1))^2 + B(y\,\mathrm{tg}(\alpha_1)) + C$, откуда

$$y_1 = \frac{1 - B\,\mathrm{tg}(\alpha_1) \pm \sqrt{1 - 2B\,\mathrm{tg}(\alpha_1) + [B\,\mathrm{tg}(\alpha_1)]^2 - 4AC[\mathrm{tg}(\alpha_1)]^2}}{2A[\mathrm{tg}(\alpha_1)]^2}, \quad (4)$$

$$x_1 = y_1\,\mathrm{tg}(\alpha_1). \quad (5)$$

Касательная в точке *N* должна быть перпендикулярна к линии *KN*, которая делит угол α_1, обеспечивая для лучей условие «угол падения равен углу отражения». В точке *N* нормаль будет описываться уравнением [10]

$$(y - y_1) = -\frac{1}{f'(x)}(x - x_1), \quad (6)$$

где «$-\frac{1}{f'(x)}$» – угловой коэффициент нормали и учитывая (2) запишем

$$(y - y_1) = -\frac{1}{2Ax_1 + B}(x - x_1). \quad (7)$$

С другой стороны нормаль определена двумя точками *N* и *K*. Уравнение нормали по двум точкам имеет вид [11]

$$\frac{y - y_1}{y_1 - y_2} = \frac{x - x_1}{x_1 - x_2}, \quad (8)$$

где $x_2 = x_1 - y_1\,\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$.

Исходя из расчетной схемы, соотношение (8) примет вид

$$y = \frac{1}{\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)}x + y_1 - \frac{x_1}{\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)}. \quad (9)$$

Приравняем угловые коэффициенты из соотношений (9) и (7)

$$\frac{1}{\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)} = -\frac{1}{2Ax_1 + B}$$

и тогда получим

$$2Ax_1 + B + \mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 0$$

или с учетом (5) будет

$$2Ay_1\,\mathrm{tg}(\alpha_1)+B+\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)=0. \qquad (10)$$

Учитывая в соотношении (10) y_1 из соотношения (4) получим формулу, связывающую неизвестные константы A, B, C и параметры формы отражающей поверхности при условии, что отражающая поверхность формирует параллельный звуковой поток

$$\frac{1-B\,\mathrm{tg}(\alpha_1)\pm\sqrt{1-2B\,\mathrm{tg}(\alpha_1)+[B\,\mathrm{tg}(\alpha_1)]^2-4AC[\mathrm{tg}(\alpha_1)]^2}}{\mathrm{tg}(\alpha_1)}+B+\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)=0. \qquad (11)$$

Для определения констант A, B, C необходимо составить систему из трех уравнений. Для этого нужно выбрать три точки на кривой $f(x)$.

3. Пример построения звукоотражающей поверхности

Рассмотрим конкретную ситуацию. В таблице представлены исходные данные для построения формы профиля звукоотражающей поверхности.

Таблица 1

Исходные данные для построения звукоотражающей поверхности. Размеры величин даны в относительных единицах.

Точки	Фиксируемый угол, α_i	$\frac{\alpha_i}{2}$	$\mathrm{tg}(\alpha_i)$	$\mathrm{tg}\left(\alpha_i/2\right)$	y_i
M	$\alpha_0=0{,}349$	0.1745	$6.091\cdot10^{-3}$	$3.045\cdot10^{-3}$	$y_0=77$
N	$\alpha_1=0{,}698$	0.349	0.012	$6.091\cdot10^{-3}$	y_1
T	$\alpha_2=1{,}222$	0.611	0.021	0.011	y_2

Составим систему уравнений в следующем виде: для первого уравнения используем формулу (10), для второго и третьего – формулу (11), и тогда получим

$$\left.\begin{aligned}
2Ay_0\,\mathrm{tg}(\alpha_0)+B+\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_0}{2}\right)&=0\\
\frac{1-B\,\mathrm{tg}(\alpha_1)\pm\sqrt{1-2B\,\mathrm{tg}(\alpha_1)+[B\,\mathrm{tg}(\alpha_1)]^2-4AC[\mathrm{tg}(\alpha_1)]^2}}{\mathrm{tg}(\alpha_1)}+B+\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)&=0\\
\frac{1-B\,\mathrm{tg}(\alpha_2)\pm\sqrt{1-2B\,\mathrm{tg}(\alpha_2)+[B\,\mathrm{tg}(\alpha_2)]^2-4AC[\mathrm{tg}(\alpha_2)]^2}}{\mathrm{tg}(\alpha_2)}+B+\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha_2}{2}\right)&=0
\end{aligned}\right\}. \qquad (12)$$

Решение системы (12) дает следующий результат:

$A=-3.181\cdot10^{-3}$; $B=1.997\cdot10^{-3}$; $C=79.029$.

Форма звукоотражающей поверхности определиться формулой

$$f(x)=-3.181\cdot10^{-3}x^2+1.997\cdot10^{-3}+79.029. \qquad (13)$$

На рис. 2 показана форма звукоотражающей поверхности, построенной по уравнению (13). На графике представлены базовые точки, по которым строилась поверхность.

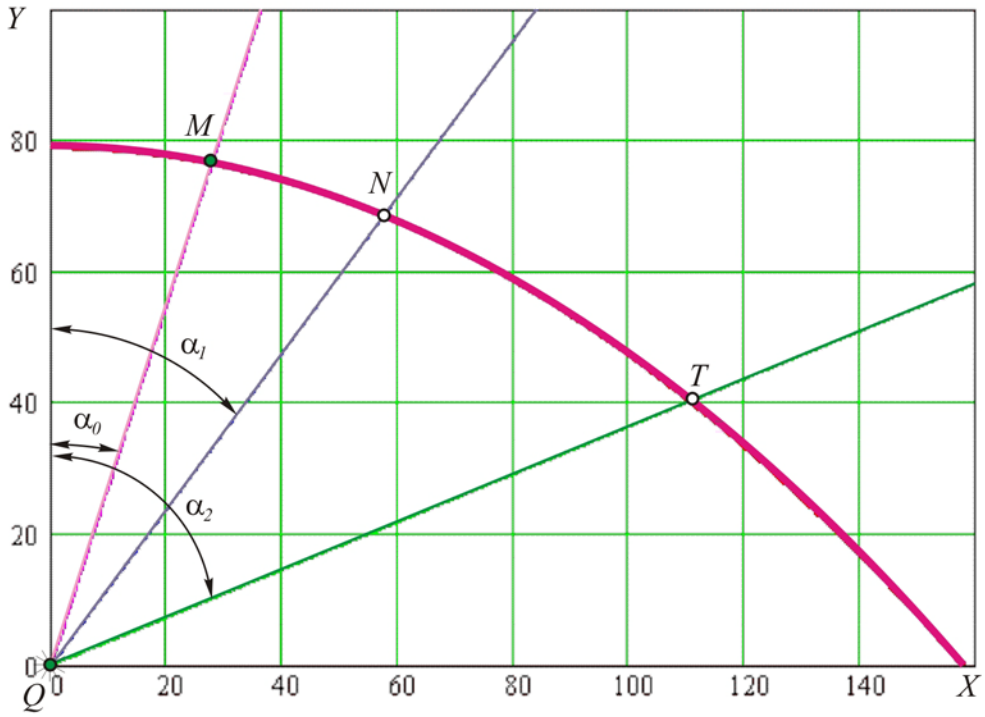


Рис. 2. Функция формы профиля звукоотражающей поверхности.
Q – источник звука; M, N, T – базовые точки; $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ – базовые углы лучей.

Заключение

Система уравнений (12) позволяет построить профиль звукоотражающей поверхности, обеспечивающий формирование параллельного звукового потока от точечного источника звука. При этом используется одна базовая точка на отражающей поверхности, фиксированная относительно источника звука, и два базовых луча, проходящих через отражающую поверхность.

Список литературы

1. Патент 2643690 РФ. Способ корректировки направления оси отражательного приемника звуковых волн на визуально трудно наблюдаемые или ненаблюдаемые источники звука / Качалов А.Ю., Крутяков Ю.А., Неустроев В.П., Янков В.И. – Опубл. 05.02.2018. – Бюл. № 4.

2. Патентная заявка 20090316927 США. Метод и устройство звукоусиления для музыкальных инструментов / Чарльз К. – Опубл. 24.12.2009.

3. Иванов Н.И., Шашурин А.Е., Бойко Ю.С. Влияние материала на акустическую эффективность шумозащитных экранов // NOISE Theory and Practice. – 2016. – Т. 2, № 4. – С. 24 – 28.

4. Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В. Звукоподавляющие панели для защиты от шума на путях его распространения // Безопасность труда в промышленности. – 2018, №02. – С.5–11. DOI: 10.24000/0409-2961-2018-2-5-11.

5. Нагараджа Джейд, Венкатешам Б. Воссоздание источника звука на гибкой пластине, поддерживаемой полостью, с использованием метода эквивалентного источника // NOISE Theory and Practice. – 2017. – Т. 4, № 1. – С. 5 – 17.

6. Murzinov V. L. Mathematical modeling of sound insulation for sound suppressing lightweight structured panels (SSLWSP) / V. L. Murzinov, P. V. Murzinov, Yu. V. Murzinov, V.

I. Buyanov, V. A. Popov // International Journal of Engineering & Technology International. – 2018, N 7 (2.13) – Pp. 109-113. DOI: 10.14419/ijet.v7i2.13.11621.

7. Патент 170696 РФ. Звукоподавляющий вентиляционный канал / Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В. – Опубл. 03.05.2017. – Бюл. № 13.

8. Маков Ю.Н. Возможно ли проникновение импульса звукового удара от современного истребителя в водную среду и с его дальнейшим волновым распространение в этой среде? // NOISE Theory and Practice. – 2017. – Т. 4, № 1. – С. 18 – 29.

9. Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В., Куклин Д.А. Влияние шума компрессорных станций на окружающую среду // NOISE Theory and Practice. – 2017. – Т. 3, № 2. – С. 38 – 43.

10. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. – М: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1978. – 456 с.

11. Гусак А.А., Гусак Г.М. Линии и поверхности. – Минск: Высшэйшая школа, 1985. – 220 с.

УДК 628.517.2
OECD 01.03.AA

Шумозащитные экраны – эффективное средство снижения шума

Рощина Н.В.[1*]
[1]Коммерческий директор, АО «ЗАК», Ленинградская обл., Россия

Аннотация

Освещена проблема шумового загрязнения, обусловленная развитием селитебных территорий. Предлагается варианты защиты посредством использования шумозащитных экранов, конструкция которых способствует снижению уровня шума на 12-18 дБ, что часто является достаточным для обеспечения норм. [1] Приведены основные акустические характеристики шумозащитных экранов. Дана историческая справка. Выделены преимущества металлических шумозащитных экранов.

Ключевые слова: шум, защита, шумозащитный экран, эффективность, шумозащитные панели.

Noise screens are an effective means of reducing noise

Roschina N.V.[1*]
[1]*Commercial Director, AO «Zavod Acusticheskih Konstruktsiy», Leningrad region, Russia*

Abstract

The problem of noise pollution caused by the development of residential areas is highlighted. Protection options are offered through the use of noise screens, the design of which helps to reduce the noise level by 12-18 dB, which is often sufficient to ensure standards. [1] the main acoustic characteristics of noise screens are Given. Historical information is given. The advantages of the metal noise barriers.

Key words: *noise protection, a noise efficiency, noise panel.*

Введение

На сегодняшний день вопросы увеличения комфорта жизнедеятельности человека требуют все больших затрат.

Одной из серьёзных проблем современных селитебных территорий является проблема шумового загрязнения, генерируемая различными источниками. Источники шума весьма разнообразны и нет единого метода борьбы с ними. Только комплексные решения могут эффективно защитить население от шума. Такие меры следует учитывать на стадии проектирования автомобильных дорог, железных путей, при проектировании жилой и общественной застройки, а не тогда, когда шум уже влияет на окружающую среду.

Воздействие шума повышает утомляемость человека, снижает умственную активность, производительность труда и эффективность отдыха. По данным научной литературы при частом влиянии повышенного шума могут возникать проблемы со

[*]*Автор корреспондент: roschina@zac-spb.ru (Рощина Н.В.)*

здоровьем, в частности связанные с нервной и сердечно-сосудистой системой, органом слуха.

Согласно новейшим данным Комиссии Европарламента в среднем 60% населения городов находится под воздействием шума, уровни которого превышают нормы (55дбА днем и 55 дбА ночью). [2] По различным данным за последнее время средний уровень шума увеличился на 12-14 дБ.

Среди средств снижения воздействия шума, появившихся относительно недавно, свою нишу уверенно занимают шумозащитные экраны.

Шумозащитные экраны во всем мире признаны наиболее эффективным и доступным способом защиты от шума: они малогабаритны и легко вписываются в городскую застройку, не нарушая ее, просты в монтаже и могут быть собраны неквалифицированными рабочими, также шумозащитные экраны просты в эксплуатации.

Шумозащитные экраны выполняют множество функций помимо прямого предназначения - защиты от шума. Установленные вдоль дорог они выполняют функцию барьера. С одной стороны, экраны перегораживают выход на проезжую часть людям и животным, что способствует предотвращению чрезвычайных аварийных ситуаций, а с другой – защищают придорожную территорию от распространения загрязняющих компонентов, идущих от дороги. [3]

1. Основные акустические характеристики.

Шумозащитный экран, прежде всего, выступает барьером на пути распространения шума и предназначены для его отражения или поглощения. Основным физическим принципом работы шумозащитного экрана является отражение звуковой энергии. Поскольку экран имеет ограниченную длину и высоту часть звуковой энергии отражается, другая часть проходит за экран, дифрагируя на свободных (верхнем и боковом) ребрах. Шумозащитный экран при наличии шумопоглощающих матреиалов может быть шумопоглощаеющим, принцип работы которого заключается не только в отражении звуковой энергии, а также в поглощении. Звуковая энергия по пути от источника шума к расчётной точке перераспределяется и уменьшается за счёт частичного поглощения. При распространении звука за шумозащитный экран наиболее важны следующие основные принципы акустической защиты: отражение, поглощение и дифракция звука. За шумозащитным экраном образуется зона акустической тени.

Отраженный и поглощенный экраном звук характеризуются индексом звукоизоляции и коэффициентом звукопоглощения шумозащитного экрана. Чем больше звукоизоляция и звукопоглощение шумозащитного экрана, тем меньше доля звука, прошедшего через экран и, следовательно, выше его эффективность. Уровень снижения шума экраном называется акустической эффективностью экрана.[4] Конструктивными факторами, влияющими на эффективность шумозащитного экрана, являются высота и длина экрана, шумоизоляция и шумопоглощение, угол дифракции шумозащитного экрана, определяемый его высотой и расположением по отношению к источнику шума и расчётной точке, форма экрана и материал, из которого он изготовлен. [2]

Экраны могут быть различной длины и высоты, шаг стоек также может быть уменьшен или увеличен в зависимости от архитектурных решений, условий местности и прочностных расчетов. Каждый дополнительный 1 м высоты акустического экрана обеспечивает дополнительное ослабление шума ~ на 1,5 дБ. При проектировании следует учитывать, что только сплошной экран может обеспечить эффективное

снижение шума. При разрывах 20х20 см эффективность экрана ухудшается на 1 дБ [5]. При этом, согласно требованиям действующей нормативной документации, в шумозащитных экранах большой протяженности должны быть предусмотрены люки для обеспечения доступа работников службы эксплуатации, ворота для проезда автотранспорта, двери для прохода людей. При проектировании элементов доступа на территорию акустической тени следует учитывать, что неграмотное устройство люков, дверей и ворот при конструировании ведет к недостаточной звукоизоляции.

2. История применения шумозащитных экранов.

В мире установлены многие десятки тысяч километров экранов вдоль автомобильных дорог и прочих объектах, которые являются источником шума. Экраны имеют различные конструктивные исполнения и могут быть выполнены из разнообразных материалов. Анализируя опыт применения шумозащитных экранов в разных странах, можем выделить наиболее предпочтительный вид экрана.

Первое упоминание о шумозащитных экранах встречаются в Англии в конце XIX века, которые были выполнены из бетона и установлены вдоль железнодорожных путей. Во второй половине XX в. более 50 лет назад в США, странах ЕС, Японии начались массовые применения шумозащитных экранов. Например, в Японии к концу XX века на железных и автомобильных дорогах было установлено более 5 тыс. км шумозащитных экранов.

В США в конце XX века было установлено более 2 тыс. км шумозащитных экранов из бетона (44,5%), кирпича (25%), дерева (10%), грунта, металла (6%), комбинированных материалов. Как мы видим, в США было отдано предпочтение шумоотражающим экранам, в Японии и Южной Корее устанавливались комбинированные экраны, состоящие из шумоотражающих и шумопоглощающих панелей, изготовленные из стали и алюминия. В странах Скандинавии широко применяются шумозащитные экраны из дерева. В Италии и Португалии также как и в Японии, и Южной Корее используются комбинированные металлические экраны. [2]

Выбор материала экрана диктуется несколькими соображениями: эффективностью конструкции, стоимостью, внешним видом, условиями эксплуатации и, наконец, местными традициями.

В РФ шумозащитные экраны массово начали применяться только в конце 90-х годов XXв. К настоящему времени в РФ накоплена более чем 20-ти летняя история установки шумозащитных экранов вдоль автомобильных дорог. Однако, установленные экраны в немалом числе случаев низкоэффективные. Это связано, прежде всего, с качеством и свойствами применяемых материалов, с ошибками проектирования и монтажа конструкций.

В нашей стране устанавливаются комбинированные шумозащитные экраны из дерева, щепобетона и чаще всего из металла. В связи с этим, подробнее остановимся на более популярных металлических экранах.

3. Особенности металлических шумозащитных экранов.

Как было упомянуто ранее, на акустическую эффективность шумозащитного экрана влияет материал. Следует внимательнее подходить к выбору материала, из которого изготавливается шумозащитная панель. При изготовлении шумозащитных панелей могут использоваться разные материалы, однако все материалы должны быть качественными, коррозионностойкими и невосприимчивыми к атмосферным факторам и выхлопным газам. Выбор материалов играет существенную роль, влияет на

прочность и долговечность, и стоимость экрана. Большинство акустических панелей производится из металла. Стальные листы во избежание коррозии должны иметь антикоррозионное покрытие. Одним из наиболее качественных покрытий является материал «Pural», на основании полиуретана, нанесенный в заводских условиях. Срок службы покрытия по данным завода-изготовителя устанавливается – 20-30 лет, в зависимости от климатических условий. У покрытия «Pural» оптимальное сочетание всех параметров: толщины, пластичности, рабочей температуры, стойкости и защиты металла стенок панелей от коррозии.

Преимущество металлических панелей заключается в том, что они эстетически привлекательны и малогабаритны, что позволяет им легко вписываться в городскую застройку. Малый вес конструкции позволяет устанавливать шумозащитные экраны практически везде, где есть необходимость шумозащиты, в том числе на мостовых конструкциях, эстакадах и даже на крышах жилых и общественных зданий.

В каждую шумопоглощающую панель между металлических листов укладывается наполнитель (вкладыш) для улучшения шумопоглощающего эффекта. Чаще всего в качестве вкладыша используется минеральная вата. Чем выше плотность минеральной ваты, тем лучше звукопоглощающие свойства, однако это справедливо до определенного предела [1].

Компания «Завод акустических конструкций» имеет опыт проектирования металлических шумозащитных экранов ни много ни мало более 15 лет.

На сегодняшний день завод выпускает экраны в двух конструктивах: запатентованный экран с вертикальными панелями, который уже много лет защищает население от нежелательного шума и недавняя разработка – экран с горизонтальными панелями, который по своим характеристикам ничуть не уступает своему предшественнику.

Кратко скажем об отличиях. Из названия понятно, что первый экран наполняется вертикальными панелями, стандартный размер которых 1000 мм в высоту, 500 мм в длину. Второй экран наполняется горизонтальными панелями, размер которых 500 мм в высоту, 3000 мм в длину. Принципиальное отличие – в схеме распределения нагрузок. В первом варианте несущим элементом являются горизонтальные профили, которые необходимы для монтажа вертикальных панелей в секции экрана и которые передают ветровую нагрузку от панели к стойкам. Во втором экране несущим элементом является сама горизонтальная панель.

Металлические стенки горизонтальной шумозащитной панели профилируются по форме «обратной елочки». Такая конфигурация разработана специалистами завода с эстетической точки зрения, а также для главной функции акустического полотна – защита от шума. Форма профилирования каждой панели создает отрицательный угол акустического полотна, который отражает звуковую энергию к полотну дороги.

Экраны в любом конструктиве могут быть шумопоглощающие, шумоотражающие и комбинированные, в зависимости от наполнения секций экрана различными по акустическим свойствам панелями. Форма экрана также может быть различной, в зависимости от выбора формы стойки (прямая, угловая, радиусная или фигурная), определяется архитектурным решением проекта.

Стойки разделяются по профилю балки, двутавровая, трубная и уголковая. Большинство производителей шумозащитных экранов применяют двутавровые стойки. Опыт компании «Завод акустических конструкций» позволил разработать и запатентовать уголковую стойки, преимущество которой заключается в меньшей металлоемкости и интересном дизайне.

Заключение

В заключение отметим, что источники шума оказывают неблагоприятное воздействие на население. Тишина необходима для комфортного уровня жизни. Благодаря шумозащитным экранам уровень шума снижается до нормативных показателей.

Список литературы

1. Рощина Н.В. Особенности установки шумозащитных экранов в населенных пунктах. Сборник докладов VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации», 21-23 марта 2017 г., СПб, с. 635-640.

2. Иванов.Н.И. Защита от шума и вибрации. Издательство «НИЦ АРТ»,2017.-268с.

3. Рощина Н.В. Нормативные требования к шумозащитным акустическим экранам. Научный журнал Noise Theory and Practice/ Том3 №3. – с. 46-49.

4. Тюрина Н.В. Актуальные проблемы проектирования транспортныхакустических экранов. Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации», 18-20 марта 2015 г., СПб, с. 685-693.

5. ОДМ «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» Утверждено распоряжением Минтранса России №995-р от 13.12. 2012 г. [Текст]. М.: - РОСАВТОДОР 2011г. - 160 с. http://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293772/4293772412.pdf (дата обращения: 07.09.17).

6. ГОСТ 32957-2014 Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Технические требования.

7. ГОСТ 32958-2014 Дороги автомобильные общего пользования. Экраны акустические. Методы контроля.

8. СТО АВТОДОР 2.09.2014 «Рекомендации по проектированию, строительству и эксплуатации акустических экранов на автомобильных дорогах Государственной компании АВТОДОР» [Текст]. М.: - ГК «АВТОДОР» 2014г. –81с. https://www.russianhighways.ru/about/normative_base/govcompany_standarts/rekomendacii_po_proektirovaniju.pdf (дата обращения:07.09.17)

9. ГОСТ 33329-2015 Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования.

10. ГОСТ 33328-2015 Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 699.842
OECD 02.00.00/02.01.00/02.01.IM

Природа возникновения модуляции вибрации электрических машин на зубцовых частотах

Рыков С.А.[1], Кудрявцева И.В.[2], Рыков С.В.[3]
[1]Профессор, Морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Доцент, Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Доцент, Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований модуляции вибраций электродвигателя на зубцовой частоте. Показано, что возможными причинами возникновения «боковых» спектральных дискретных составляющих на зубцовой частоте и ее гармониках могут являться наличие как внешних, так и внутренних факторов, а именно, динамического прогиба якоря и низкочастотные колебания фундамента амортизированного электродвигателя. На основе полученных в математической модели данных предложен метод количественной оценки величины зазора в магнитной системе электродвигателя во время его работы.

Ключевые слова: диагностика, вибрация, электродвигатели, магнитный шум, зубцовая частота, амплитудная модуляция, частотная модуляция, математическая модель.

The nature of the occurrence of the modulation of the vibration of electrical machines at magnetic frequencies

Rykov S.A.[1], KudryavtsevaI.V.[2], Rykov S.V.[3]
[1]Professor, Saint-Petersburg State Marine Technical University, Saint-Petersburg, Russia
[2]Assistant professor, ITMO University, Saint-Petersburg, Russia
[3]Assistant professor, ITMO University, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The results of theoretical and experimental studies of the modulation of the vibrations of the electric motor at the magnetic frequency are presented. It is shown that the possible causes of the "lateral" spectral discrete components at the magnetic frequency and its harmonics may be the presence of both external and internal factors, namely, the dynamic deflection of the armature and low-frequency oscillations of the base of the damped electric motor. Based on the data obtained in the mathematical model, a method is proposed for quantifying the size of the gap in the magnetic system of an electric motor during its operation.

Keywords: *diagnostics, vibration, electric motors, magnetic noise, magnetic frequency, amplitude modulation, frequency modulation, mathematical model.*

Введение

Борьба с повышенной вибрацией механизмов может проводиться двумя независимыми друг от друга путями:

- снижением передаваемой вибрации в опорные и не опорные связи механизма, путем использования специальных средств демпфирования колебаний,
- выявлением причин повышенной шумности агрегатов и воздействия на эти источники повышенной виброактивности.

Для снижения вибрации работающих машин в широком диапазоне частот могут быть использованы, например, мобильные широкополосные демпферы, настроенные на заданный диапазон частот эффективной работы [6,15, 16, 17, 18].

Для выявления причин повышенной вибрации машин необходимо осуществлять контроль и диагностику виброактивного оборудования.

В настоящее время диагностика технического состояния механизмов и машин базируется на экспериментально-статистическом подходе. На базе обширного эксперимента, его анализа и сопоставления с техническим состоянием исследуемых объектов строятся те и ли иные физические модели, позволяющие связать уровни вибрации объектов с их техническим состоянием и делать прогноз о их функционировании. Одним из направлений диагностики является определение технического состояния по анализу амплитудно-модулированных колебаний объектов [2,3,5]. Анализ боковых составляющих частот вибрационного спектра позволяет судить о техническом состоянии механизмов, в частности роторных машин [7,8,9,10,11,12,14,13].

Поэтому весьма важными являются теоретические работы, направленные:

- на локализацию диагностического признака дефекта системы;
- на разработку новых методов диагностики, позволяющих наблюдать за работой узлов не только в стационарах, но и в переходных и промежуточных режимах;
- на получение методов, дающих количественную величину дефекта, а не только его качество.

Настоящая статья посвящена исследованию причин, приводящих к модуляции составляющих магнитного шума электрических машин на основе математической модели.

1. Математическая модель

Магнитный шум связан с пульсациями электромагнитного поля в зазоре между статором и якорем электрической машины, работающей по принципу индукции [19]. Эти пульсации происходят на зубцовой частотой $f_m = f_b n$, где f_b –частота вращения ротора в Гц, n – число пазов якоря. Спектральные составляющие пульсаций образуют гармоничные ряды. Причиной вибраций этой физической природы электрических машин являются силы Максвелла [4]:

$$F_m = \frac{|B|^2}{2\mu_0}, \tag{1}$$

где B – магнитная индукция в зазоре; μ_0 – магнитная проницаемость.

Индукция в зазоре электрического двигателя [4] определяется зависимостью:

$$B = \frac{\mu_0 w_k i_k}{2\delta}, \tag{2}$$

где δ –зазор между ротором и статором; w_k – число витков в k-той полюсной катушке; i_k – сила тока в k-той полюсной катушке.

Таким образом, величину F_m можно представить в виде:

$$F_m = \frac{A}{\delta^2}, \tag{3}$$

где A – коэффициент.

Пазы якоря делают зазор в окружном направлении переменным, что и приводит при вращении якоря к колебаниям величины F_m. Пазы имеют прямоугольное сечение, следовательно, колебания приобретают полигармонический характер:

$$F_m = F_{m0} + \sum_{i=0}^{\infty} F_{mi} = \frac{A}{\delta_0^2}\left(1 + 2\sum_{i=0}^{\infty} a_i e^{ji\omega t}\right), \quad (4)$$

где $\omega_m = 2\pi f_m$ – угловая зубцовая частота; i – номер гармоники; a_i – амплитуда i-ой гармоники; δ_0 – среднее значение зазора, причем допущено $\delta_0 \gg a_i$.

В дальнейшем, удерживая только переменную часть F_m, для случая $i = 1$ получим для первой зубцовой частоты

$$F_{m1} \approx \frac{A_1}{\delta_0^2} e^{j\omega_{m1}t}, \quad (5)$$

где A_1 –амплитуда сигнала, δ_0 – среднее значение (постоянная компонента) зазора магнитной системы, $\omega_{m1} = 2\pi f_{m1}$ – первая угловая зубцовая частота.

При работе электродвигателей появляются факторы динамически во времени изменяющие величину зазора магнитной системы. Эти факторы могут быть как внутренние, определяемые особенностями конструкции механизма, так и внешними.

К внутренним факторам, например, может быть отнесено наличие статического (Δr_0) и динамического (Δr_1) прогиба оси якоря при работе механизма [1]:

$$\Delta r_0 = \frac{mg}{c_1}, \quad (6)$$

где m –масса ротора, c_1 – его приведенная (эквивалентная) жесткость, g –ускорение свободного падения. Якорь рассматривается в низкочастотном приближении, как одномассовая система с одной степенью свободы.

$$\Delta r_1 = \frac{e_1}{\left(\frac{\omega_{kr}}{\omega_b}\right)^2 - 1} e^{j\omega_b t}, \quad (7)$$

где e_1 – эксцентриситет массы якоря, ω_{kr} – первая собственная угловая частота поперечных колебаний ротора, ω_b – угловая частота вращения якоря.

С учетом (7) величина воздушного зазора в выражении (5) примет вид:

$$\delta = \delta_0 + \Delta r_1. \quad (8)$$

Подставляя (8) в (5) и полагая, что $\Delta r_1 \ll \delta_0$, получим:

$$F_{m1} = \frac{A_1}{\delta_0^2}\left(1 + K_1 e^{j\omega_b t}\right) e^{j\omega_{m1}t}, \quad (9)$$

где $K_1 = 2e_1\left[\delta_0\left(\left(\omega_{kr}/\omega_b\right)^2 - 1\right)\right]^{-1}$ – коэффициент модуляции.

Таким образом, амплитуда дискретной спектральной составляющей магнитного шума оказалась модулированной возмущением на частоте $f_b = \omega_b/(2\pi)$ вращения якоря,

что должно проявиться в спектре
огибающей магнитного шума. В его первичном спектре должны появиться составляющие с комбинационными частотами $f_m \pm f_b$.

К внешним факторам, например, можно отнести низкочастотные вибрации фундамента механизма, стоящего на амортизаторах. В низкочастотном приближении амортизированный электродвигатель можно представить в виде двухмассовой системы с двумя степенями свободы [1] (Рис. 1). Видно, что колебания статора и якоря имеют разную амплитуду.

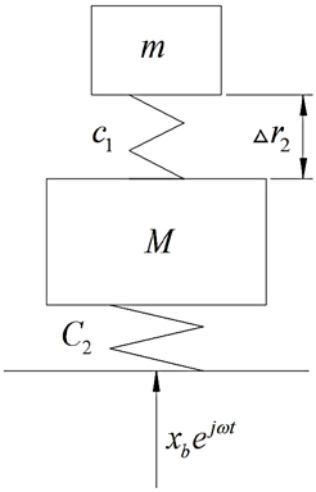


Рис. 1. Эквивалентная схема амортизированного электродвигателя

Разность этих амплитуд и есть динамическое изменение зазора в магнитной системе электродвигателя от вибрации фундамента:

$$\Delta r_2 = \frac{C_2 m\omega^2 x_b}{\left(c_1 - m\omega^2\right)\left(c_1 + C_2 - M\omega^2\right)} e^{j\omega t}, \qquad (10)$$

где C_2 – жесткость амортизаторов, M – масса статора, ω – угловая частота колебаний фундамента, x_b – амплитуда колебаний фундамента.

С учетом (10) величина воздушного зазора в выражении (5) примет вид:

$$\delta = \delta_0 + \Delta r_2 . \qquad (11)$$

Подставляя (10) в (5) и полагая, что $\Delta r_2 \ll \delta_0$, получим:

$$F_{m1} = \frac{A_1}{\delta_0^2}\left(1 + K_2 e^{j\omega t}\right) e^{j\omega_{m1} t}, \qquad (12)$$

где $K_2 = 2C_2 m\omega^2 x_b \left[\left(c_1 - m\omega^2\right)\left(c_1 + C_2 - M\omega^2\right)\delta_0\right]^{-1}$ – коэффициент модуляции.

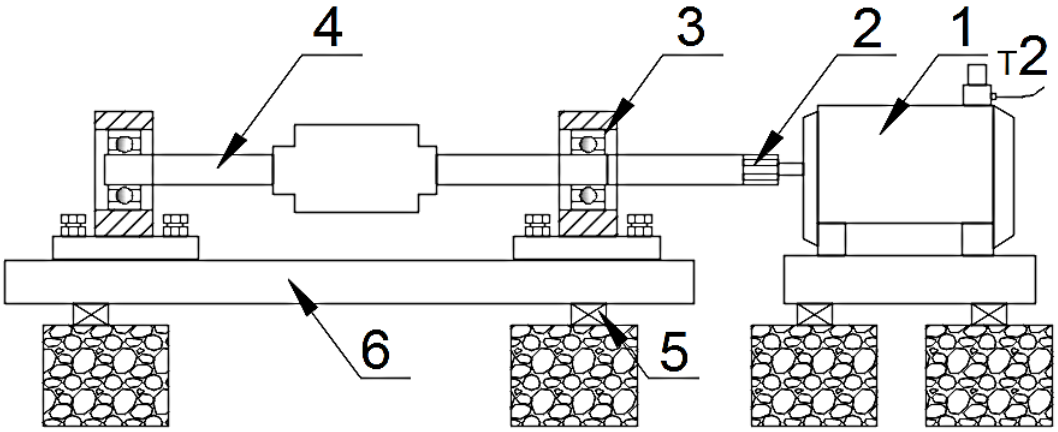
Таким образом, амплитуда дискретной спектральной составляющей магнитного шума оказалась модулированной возмущением на частоте $f = \omega/(2\pi)$ колебаний амортизированного фундамента электродвигателя, что должно проявиться в спектре огибающей магнитного шума. В его первичном спектре должны появиться составляющие с комбинационными частотами $f_m \pm f$.

Из (10) видно, что при совпадении частоты вибрации с одной из собственных частот упруго закрепленного механизма ($f_r = \omega/(2\pi)$) величина K_2 должна существенно возрастать. Подобные явления наблюдались при анализе вибраций редукторов [5].

2. Экспериментальные данные

Экспериментальная проверка основных положений изложенной выше теории была проведена на диагностическом стенде (рисунок 2), состоящим из амортизированного электродвигателя постоянного тока, связанного со специальным стендом виброизолирующей муфтой. Уровни вибрации регистрировались вибродатчиком, установленным на магнитной системе электродвигателя.

Результаты экспериментальных исследований приведены на рисунках 3 и 4. На рисунках изображены вибросигналы в районе первой и второй зубцовых частот соответственно.



1 – электродвигатель постоянного тока, 2 – виброизолирующая муфта, 3 – вал, 4 – опора на подшипниках качения, 5 – амортизаторы, 6 – основание.

Рис. 2. Диагностический стенд

Каждая составляющая зубцовой (магнитной) частоты имеет по крайней мере две пары боковых составляющих. Разность зубцовой частоты (f_{m1}, f_{m2}) и первой пары боковых частот ($f_{m1\pm r}$, $f_{m2\pm r}$) равна собственной частоте (8.5 Гц) исследуемой колебательной системы, $|f_{m1} - f_{m1\pm r}| = f_r$ ($|f_{m2} - f_{m2\pm r}| = f_r$), где f_r – собственная частота резонансных колебаний амортизированного механизма системы. Разность зубцовой частоты и второй пары боковых частот ($f_{m1\pm b}$, $f_{m2\pm b}$) равна частоте (22.6 Гц) вращения вала, $|f_{m1} - f_{m1\pm b}| = f_b$ ($|f_{m2} \pm f_{m2-b}| = f_b$). Следует отметить, что шаг по частоте при анализе вибросигнала был равен 3.5 Гц.

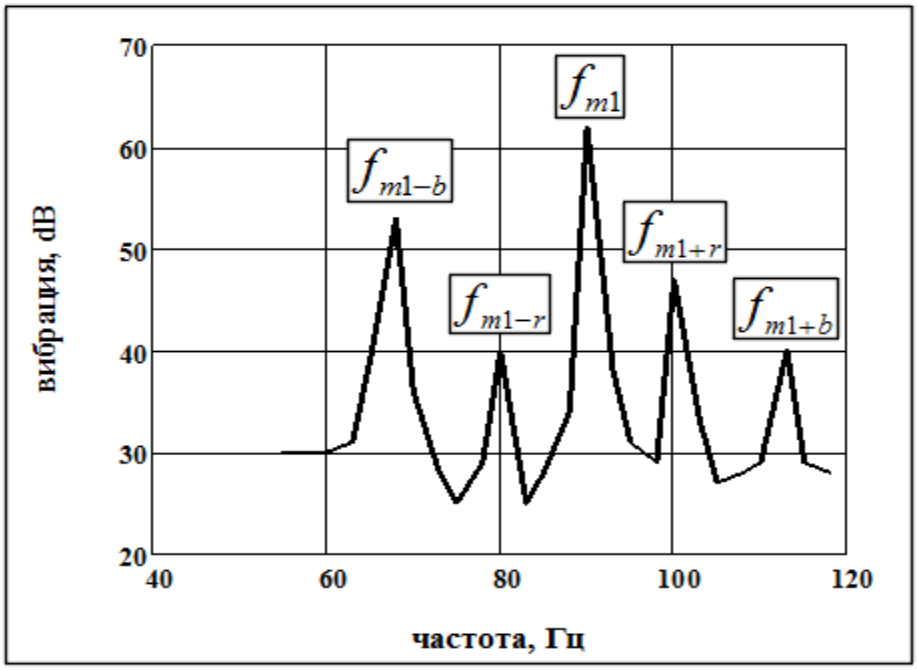


Рис. 3. Спектр вибрации электродвигателя в районе первой зубцовой частоты

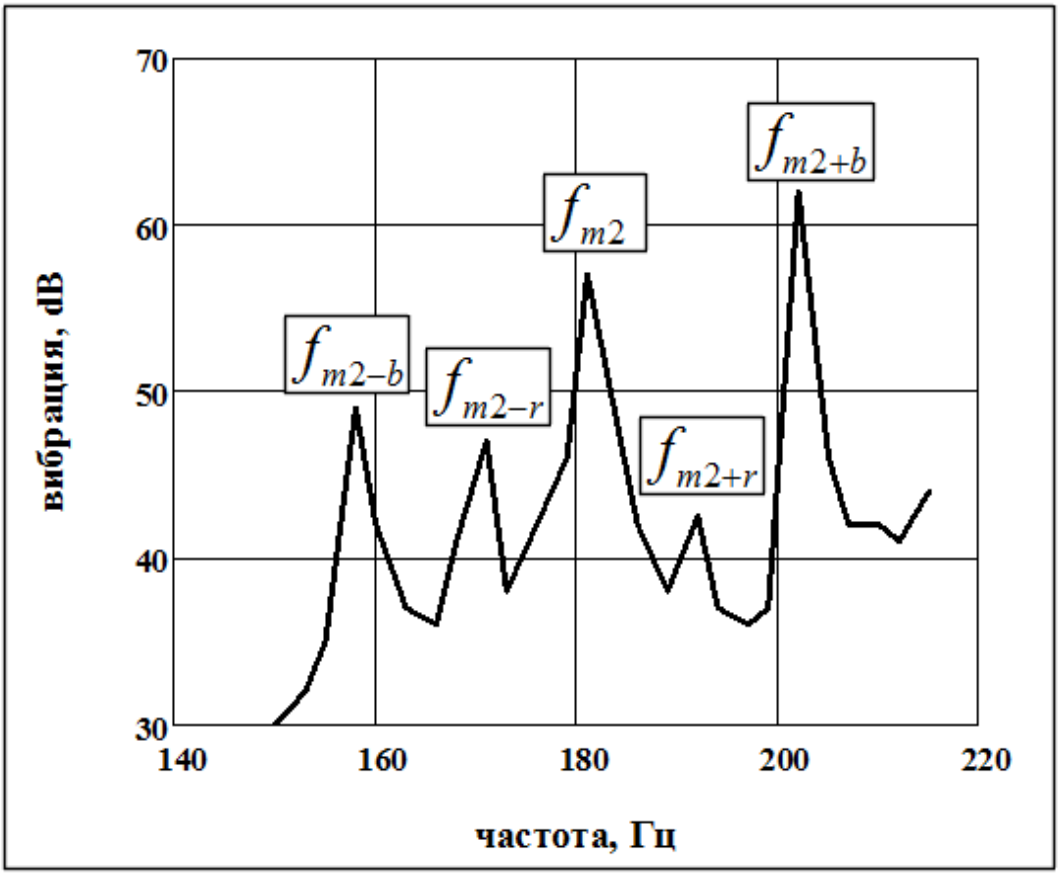


Рис. 4. Спектр вибрации электродвигателя в районе второй зубцовой частоты

Как следует из теоретических предпосылок, полученных выше, частотный спектр вибросигнала электрической машины в районе частоты f_{m1} (f_{m2}) должен содержать

боковые спектральные составляющие с частотами $f_{m1\pm b}$ ($f_{m2\pm b}$) и $f_{m1\pm r}$ ($f_{m2\pm r}$) равной амплитуды.

Экспериментальные данные показывают, что часто амплитуды боковых составляющих имеют разную величину.

Это может быть обусловлено, например, следующими факторами:

- разной величиной механического сопротивления механизма на этих частотах;
- не симметрией в конструкции исследуемого механизма;
- точностные характеристики измерительно-анализирующего тракта.

Заключение

Причиной амплитудной модуляции дискретных составляющих магнитного шума электрической машины является динамическое изменение зазора в магнитной системе, обусловленного вращением ротора с упругим прогибом.

Кинематическое возбуждение фундамента внешними силами может привести к появлению дополнительных пар боковых составляющих относительно зубцовых частот.

Совпадение собственной частоты системы и частоты возмущения внешней силы приводит к существенному возрастанию амплитуды боковых составляющих в прямом спектре вибрации.

Наличие дисбаланса масс ротора и низкочастотные колебания фундамента приводит к появлению в прямом спектре вибрации на зубцовых частотах пар боковых составляющих на частотах $f_{m1\pm b}$ ($f_{m2\pm b}$) и $f_{m1\pm r}$ ($f_{m2\pm r}$).

Список литературы

1. Авринский, А.В. Изоляция низкочастотных вибраций механизма. /Авринский А.В., Маслов В.Л., Рыков С.А. // ЦНИИ им.акад.А.Н. Крылова. СПб., 2011. 288с.

2. Александров, А.А. Вибрация и вибродиагностика судового электродвигателя/А.А.Александров,А.В. Барков, Н.А.Баркова// Серия: Надежность и качество. Л.: Судостроение, 1986г., с. 228–233.

3. Балицкий, Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов/Ф.Я.Балицкий, М.А.Иванов, А.Г.Соколова, Е.И. Хомяков//М.: Машиностроение, 1984г., 120с.

4. Вольдек, А.И. Электрические машины.–Л:Энергия, 1974.

5. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов /М.Д.Генкин, А.Г. Соколова// М.: Машиностроение, 1987г., 282с.

6. Патент № 258826 Россия, МКИ4 кл. B63H 21/30, E02D 27/52. Узел виброизоляции / А.В. Авринский, С.А. Рыков, И.К. Пименов, М.В. Бернблит 1987 г., – 9 с.

7. Патент № 1247709 Россия, МКИ4 кл.G01M 13/04. Способ контроля технического состояния подшипникового узла /А.В. Авринский, С.А. Рыков, Ю.М. Соловьев 1981г.

8. Патент № 1345086 Россия, МКИ4 кл.G01M 13/04. Способ контроля технического состояния подшипникового узла /А.В. Авринский, С.А. Рыков, М.В. Бернблит, В.Д. Боярский. 1985г.

9. Патент № 1423926 Россия, МКИ4 кл.G01M 13/04. Способ контроля технического состояния подшипникового узла / А.В. Авринский, С.А. Рыков, В.Е. Степанов. 1986г.

10. Патент № 1523942 Россия, МКИ4 кл.G01M 13/04.Способ контроля технического состояния подшипникового узла /А.В. Авринский, С.А. Рыков 1987г.

11. Патент № 2083434,
Россия, МКИ6 B63H21/30. Устройство для гашения вибрации колеблющегося объекта. /А.В. Авринский, А.Г. Малюга, С.А. Рыков, И.К. Пименов, 1997 г., – 8 с.

12. Практическая вибродиагностика и мониторинг. Не симметрия электрических цепей (ротора и/или статора) машины. http://www.tehnoinfa.ru/vibrodiagnostika/52.html

13. Русов, В.А. "Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам" 2012 г. http://www.vibrocenter.ru/book8.htm

14. Русов, В.А. "Спектральная вибродиагностика" 1996 г.http://www.vibrocenter.ru/book8.htm

15. Рыков, С.А. Выбор рациональной конструкции мобильного демпфера для пластинчатых конструкций холодильных машин. / С.А.Рыков, С.В.Рыков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2015. № 1. С. 51–58.

16. Рыков, С.А. Критерии оценки эффективности мобильных демпферов, установленных на пластинчатых поверхностях холодильных машин / С.А. Рыков, С.В. Рыков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 2 (15). С. 8–16.

17. Рыков, С.А. Методика расчета характеристик мобильных демпферов для использования на пластинчатых конструкциях холодильных машин / С.А. Рыков, С.В.Рыков, И.В.Кудрявцева // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2015. № 2. С. 74–80.

18. Рыков, С.А. Мобильные широкополосные демпферы для демпфирования колебаний пластинчатых конструкций / С.А.Рыков, И.В.Кудрявцева, С.В. Рыков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 3. С. 90–97.

19. Хекл, М. Справочник по технической акустике /М.Хекл, Х.А. Мюллер // Л.: Судостроение, 1980, 438 с.

УДК 62-9
OECD 1.03 AA

Снижение структурной составляющей шума путем топологической оптимизации элементов конструкций транспортных средств

Санников В.А.[1*]
[*]Профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В работе рассматривается технология решения задачи отстройки от резонансных частот вибрации методами топологической оптимизации элементов кузова и дальнейший расчёт структурного шума по приведённым параметрам интенсивности напряжений воздушной среды.

Ключевые слова: топологическая оптимизация, структурные элементы, отстройка, частоты колебаний, метод конечных элементов, структурные уровни шума.

Reducing structural component of noise by topological optimization of structural elements means of transport

Sannikov V.A.
Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Paper discusses technology of solving problem of detuning from resonant vibration frequencies by methods of topological optimization of body elements and further calculation of structural noise using the above parameters of the intensity of air stress.

Key words: *topological optimization, structural elements, tuning, oscillation frequencies, finite element method, structural noise levels.*

Введение

Снижение уровней звукового давления и его интенсивности до нормируемых значений в обитаемых отсеках транспортных конструкций обусловлено, прежде всего, возможностью влияния на уровни вибрации ограждающих полезный объем конструкций и компоненту структурного шума. Так, если высокочастотная составляющая шума достаточно хорошо регулируется шумоизоляцией, то данная компонента всецело определяется уровнями низкочастотных вибраций (до 300Гц), создавая значительные трудности проектирования тонкостенных (а, следовательно, не жёстких) конструкций транспортных средств. Таким образом, её уровни определяются в первую очередь возможностью снижения вибрации протяженных элементов - панелей, то есть, методами строительной механики машин, динамической жесткостью корпусных элементов.

[*]*Автор корреспондент: k3mdtt@mail.ru (Санников В.А.)*

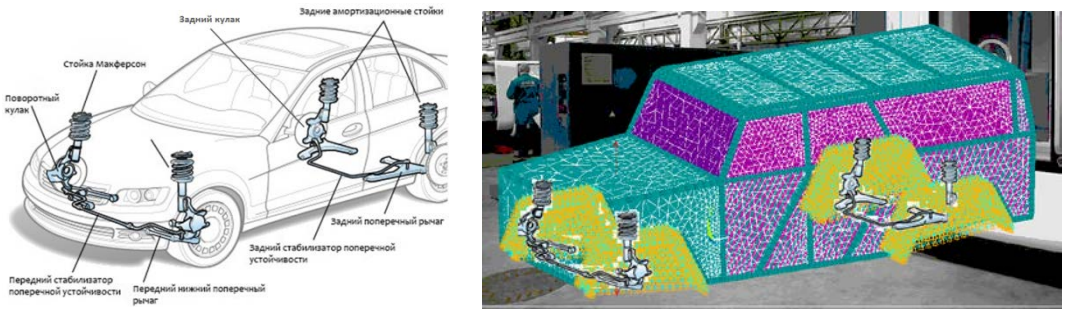


Рис. 1. Пример задней и передней подвесок автомобиля

Несмотря на то, что коробчатые конструкции панелей, обладают спектром более высокой частоты, как более жесткие, они являются материалоёмкими и трудоёмкими по сравнению с одностенными, что приводит к их удорожанию в массовых производствах. Поэтому разработка, освоение и внедрение таких панелей с повышенным спектром колебаний требует оптимального прогнозирования как величин деформирования, так и уровней ожидаемой шумности -вибрации, что и выполняется программным обеспечением – компьютерным моделированием физико-математических моделей. Вычислительный эксперимент, основанный на анализе физико-математической модели процесса, наполненный конкретикой по физическими механическим свойствам конструкций, конфигурации воздушных объемов и основных излучающих звук панелей, характером и видами нагружения, граничными условиями, позволяет эффективно разрабатывать и планировать рекомендации по практическим мероприятиям снижения вибрации, шума, как на стадии проектирования, так и на этапах отработки изделий ТМ.

В качестве основы подобных расчетов предлагается метод конечных элементов [1], с последующей отработкой целевой задачи приемами топологической и топографической оптимизации достаточно эффективно зарекомендовавший себя в различных областях техники.

Рассматривается технология решения задачи отстройки от резонансных частот вибрации элементов кузова путем обеспечения их собственных колебаний в необходимом диапазоне частот, затем переход к расчету структурного шума по приведенным параметрам воздушной среды. Топологическая оптимизация позволяет выполнять задачи поиска наилучшего распределения материала в исследуемой области для заданных нагрузок и граничных условий.

В свою очередь, модальный анализ помогает установить параметры колебаний конструкций, так как с его помощью определяются собственные частоты и формы колебаний, что необходимо для оценки вероятности возникновения нежелательных резонансных явлений. Если опасные гармоники не попадают в рабочий диапазон действующих внешних нагрузок, то конструкция обычно считается удовлетворительной с точки зрения прочности при вибрациях. В противном случае предпринимаются попытки изменить конструкцию так, чтобы вывести ее собственные частоты за диапазон частот воздействий, либо производится оценка опасности резонансных колебаний по величине возникающих деформаций и напряжений. Такая оценка частотных характеристик элемента конструкции служит для определения направления дальнейшей модификации и объема требуемых изменений разрабатываемого элемента автомобиля.

Применение топологической оптимизации на этапе проектирования помогает найти вариант дизайна конструкции с наиболее рациональным распределением материала и пустот в объёме, с заметным снижением его массы. Топографическая оптимизация - специальный вид оптимизации формы за счет подштамповок, буртов, отбортовок и т.д. для нахождения оптимальной формы оболочки, а параметрическая оптимизация позволяет находить оптимальные параметры конструкции или механизма.

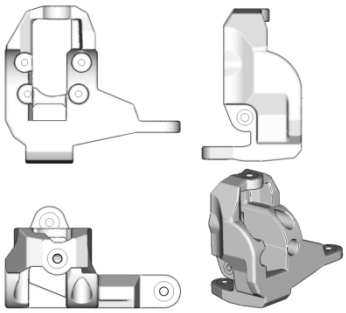


Рис. 2. Исходная конструкция кулака (вид спереди, сбоку, сверху, изометрия)

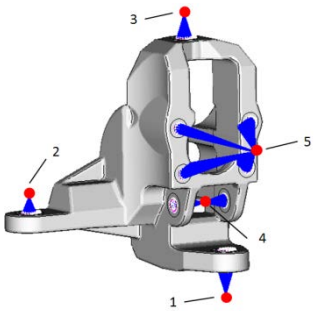


Рис. 3. Точки приложения нагрузки 1...5

Демонстрация применения указанных оптимизаций и изменение геометрической формы исходной конфигурации элемента показана на отработке требуемых отношений инерционно-жесткостных параметров путем перераспределения массы заднего кулака - элемента подвески автомобиля (рисунок 1) с учетом удовлетворения его прочностных характеристик. Материалом кулака предлагается высокопрочный титан (модуль Юнга – 1,2E11 Па; коэффициент Пуассона – 0,33; плотность – 4940 кг/м^3; предел прочности – 950 МПа). Исходная конструкция кулака, представленного на рисунках 2,3 имеет массу 7,79 кг. Его назначением является приём и сопротивление усилиям от ударов колес о неровности дороги в заданном интервале частот и одновременное обеспечение постоянства выбранного угла поворота колес, при помощи которых осуществляется управление автомобилем.

Решение задачи оптимизации выполнялось в ANSYS WorkbenchMechanical, выполнение которой предполагает некоторые этапы.

На первом этапе проводится постановка и решение прочностной задачи методом конечных элементов (МКЭ) в ANSYS Mechanical. Создаётся расчётная схема включающая геометрию конструкции, ее механические свойства, условия закрепления и действующие нагрузки. Для корректной работы алгоритма оптимизации определяется область конструкции (рисунок 4), топология которой может меняться, и область, в которой изменения запрещены. Топологическая оптимизация выполнялась программой Optistruct. При её выполнении конструкция приобретает наилучшее распределение материала в заданной области для данных нагрузок и граничных условий.

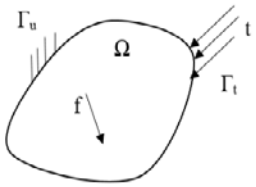


Рис. 4. Область оптимизации

Применение такой оптимизации на этапе проектирования помогает найти вариант конфигурирования (дизайна) конструкции с наиболее рациональным распределением материала в выделенном пространстве. Задачей конфигурирования является, например, уменьшение энергии деформации, увеличение главной собственной частоты, при удовлетворении определённых условий (например, снижение материалоёмкости).

Однако, подобные изменения предполагают удаление существующих границ тела и создание новых. Следовательно, задача сводится к поиску оптимального выбора тензора жесткости Eijkl(x), который является переменной в выбираемой области пространства. Для этого энергия упругой деформации системы записывается в билинейной форме (т.е.

внутренняя виртуальная работа упругого тела по его перемещению из состояния равновесия u и на всех возможных перемещениях v)

$$a(u,v) = \int_{\Omega} E_{ijkl}(x)\varepsilon_{ij}(u)\varepsilon_{kl}(v)d\Omega, \quad (1)$$

где $\varepsilon_{ij}(u) = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$ – линеаризованные деформации.

Работа внешних сил имеет вид

$$l(u) = \int_{\Omega} fud\Omega + \int_{\Gamma_T} tudS \quad (2)$$

Тогда проблему минимизации податливости (максимизации жесткости) можно записать в виде уравнения равновесия в вариационной форме $\min_{u \in U,\, E} l(u)$, при условии $a_E(u, v) = l(u)$, для всех $v \in U$, $E \in E_{ad}$, где индекс E показывает зависимость от переменных проектирования, U– поле допустимых перемещений, E_{ad} – множество допустимых тензоров жесткости.

В случае топологической оптимизации E_{ad} может, например, состоять из всех тензоров жесткости, которые приобретают свойства данного изотропного материала во множестве Ω^{mat} (неизвестном) и нулевые свойства в других местах. Это ограничение может быть выражено как

$$\int_{\Omega mat} l\, d\Omega \leq V \quad (3)$$

Ниже приводятся результаты решения задачи для разных схем нагружения после создания КЭ модели с новой топологией и поверочный расчёт. Целевым показателем во всех рассмотренных расчётных случаях назначалось допускаемое напряжение равное пределу прочности материала (950 МПа). Численные решения выполнялись для ряда расчетных вариантов, приведенных в таблицах 1 и нагрузок (таблица 2). Для построения конечно-элементной модели использовались элементы типа TETRA с размером сетки порядка 2,5 мм. Кулак имеет 5 точек крепления (показаны на рисунке 3) с другими деталями автомобиля, на которые приходятся нагрузки:

1 – соединение с нижним рычагом;
2 – соединение с подруливающим рычагом;
3 – соединение с верхним рычагом;
4 – соединение с толкающей штангой;
5 – соединение со ступицей

Таблица 1

Варианты расчёта по нагрузкам, приложенные к кулаку

1. Пробой 3,5g	2. Боковой удар вправо
3. Поворот 1,2g	4. Продольный удар
5. Торможение	6. Ускорение 0,5g
7. Торможение назад	8. Отбой 10g

Таблица 2

Нагрузки, приложенные к кулаку

Точка приложения нагрузки	**1**					
	F_x,N	**F_y,N**	**F_z,N**	**M_x,N*mm**	**M_y,N*mm**	**M_z,N*mm**
Пробой 3.5g	-256.0026	-9745.0442	-1248.6255	926.8196	86.2353	-67.7004
Блок. удар вправо	-200.5259	-11369.001	754.0756	158.8889	8.9698	0.6405
Поворот 1.2g	-65.4748	-2205.3745	569.503	-543.631	-40.836	65.4565
Продольный удар	-1220.4733	-6125.3449	682.4515	31.3974	-18.3905	48.8021
Торможение	-2601.7817	-2115.999	635.0332	-437.025	7.2478	24.8047
Ускорение 0.5g	-84.1787	-2893.6338	169.1738	188.9271	15,5297	-13.7266
Торможение назад	5316.101	-1685.9197	-254.6098	249.3329	-67.6706	5.0233
Отбой 10g	189.5505	4093.1693	-1358.1463	-1159.8028	-78.0467	162.632
Точка приложения нагрузки	**2**					
	F_x,N	**F_y,N**	**F_z,N**	**M_x,N*mm**	**M_y,N*mm**	**M_z,N*mm**
Пробой 3.5g	86.7975	-228.9196	-73.6377	1061.9661	504.5603	34.6758
Блок. удар вправо	226.9853	-596.2857	-15.7899	169.7827	84.8478	4.8481
Поворот 1.2g	60.5877	-150.9571	26.3409	-632.0567	-280.1935	104.8578
Продольный удар	-2154.3387	5604.3619	-181.1398	14.6414	1.8918	65.7366
Торможение	-406.5364	1045.2049	-160.6716	-472.083	-191.8293	48.1218
Ускорение 0.5g	43.1577	-113.8162	-11.3722	214.6095	100.7795	-10.9932
Торможение назад	963.557	-2493.6628	-63.8799	211.9231	62.0091	12.0431
Отбой 10g	-124.7563	297.6915	-101.4885	-1354.6572	-590.3481	314.7393
Точка приложения нагрузки	**3**					
	F_x,N	**F_y,N**	**F_z,N**	**M_x,N*mm**	**M_y,N*mm**	**M_z,N*mm**
Пробой 3.5g	68.4434	3423.1494	1194.6452	1618.5586	84.4544	12.0114
Блок. удар вправо	-27.1287	4098.3839	514.533	272.6684	9.1807	9.0608
Поворот 1.2g	8.7291	810.7916	77.267	-875.8651	-39.9273	29.7584
Продольный удар	-2421.5263	-990.3027	-101.3846	51.1152	-16.7432	44.7168
Торможение	1123.252	164.2291	113.715	-704.2009	11.0082	16.0877
Ускорение 0.5g	34.7343	1173.2386	106.7234	314.847	15.506	-0.1218
Торможение назад	-2295.239	2200.233	281.6808	414.1585	-66.7847	-27.5683
Отбой 10g	-126.5516	-2114.4518	948.7474	-1846.9597	-72.4598	95.779
Точка приложения нагрузки	**4**					
	F_x,N	**F_y,N**	**F_z,N**	**M_x,N*mm**	**M_y,N*mm**	**M_z,N*mm**
Пробой 3.5g	100.7616	6550.8144	-9714.3652	3135.6987	507.1799	-235.7496
Блок. удар вправо	7.0506	2077.0443	-3857.4729	375.5905	51.6105	119.2242
Поворот 1.2g	-4.5648	515.1262	-1207.7631	-1715.1493	-247.2407	335.1277
Продольный удар	6.6094	1550.5384	-3004.5812	96.9115	-299.2002	520.4361
Торможение	-0.2864	903.4344	-2011.7587	-1361.037	281.491	191.6306

Ускорение 0.5g	6.2867	1834.2113	-3405.9852	577.6378	101.41	-23.9571
Торможение назад	-15.9099	1995.5117	-3641.5562	749.8915	-910.3365	-177.1601
Отбой 10g	61.7575	-2276.40	5706.1643	-3648.2842	-469.6286	859.8854
Точка приложения нагрузки	**5**					
	F_x,N	**F_y,N**	**F_z,N**	**M_x,N*mm**	**M_y,N*mm**	**M_z,N*mm**
Пробой 3.5g	0	2.274E-13	9886.1131	221820	1299.7313	-6.821E-12
Блок. удар вправо	-6.3812	5789.8585	2648.7841	1795700	1979.1187	-1.346E-10
Поворот 1.2g	0.7229	1030.4137	578.7821	324230	-227.4563	-3.092E-11
Продольный удар	5789.7289	-39.2528	2648.7841	18525.609	-125.5985	-3.418E-12
Торможение	1885.3524	3.1307	1467.8121	1047.1835	1.7389	-1.258E-09
Ускорение 0.5g	0	0	3185.5901	29141.209	102.4172	1.08E-12
Торможение назад	-3968.5091	-16.1622	3722.3951	37774.735	153.8213	2.537E-09
Отбой 10g	0	0	-5151.1469	29291.142	-213.791	-2.387E-12

Приложенные нагрузки уравновешиваются набором поступательных и вращательных ускорений, автоматически определяемых решателем, а роль сил выполняют реакции (как с «классическими» граничными условиями). В таблице 2 приведен ряд усилий для различных вариантов схем нагружения. Силы и моменты образуются также во всех точках крепления (рисунок 3).

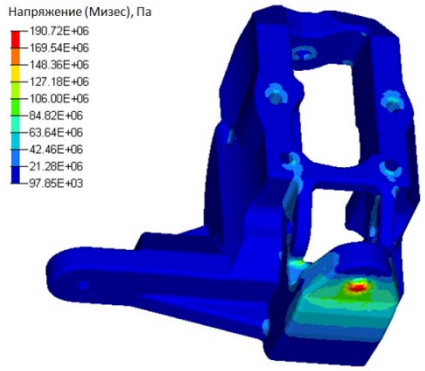


Рис. 5. Распределение напряжений при пробое 3,5g

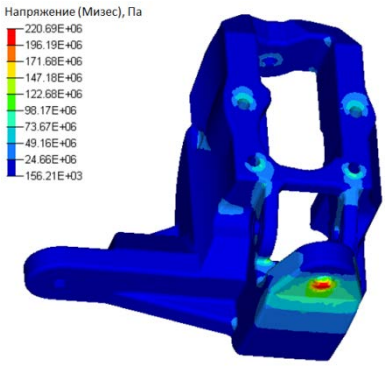


Рис. 6. Распределение напряжений при боковом ударе вправо

Вначале выполняется анализ исходной конструкции для всех расчётных схем нагружений. Определяются условия соответствия прочностным характеристикам, запас прочности исходной конструкции, критические зоны превышения уровней напряжений при неизменном значении массы. На рисунках 5…10 приведены значения напряжений, соответствующие начальной конфигурации элемента.

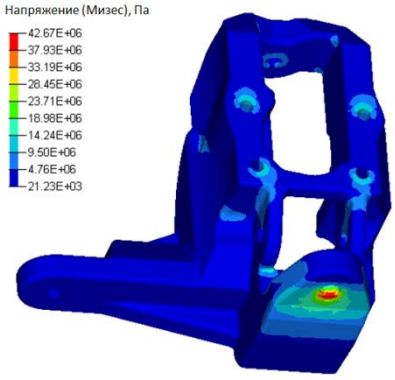


Рис. 7. Распределение напряжений при повороте 1,2 g

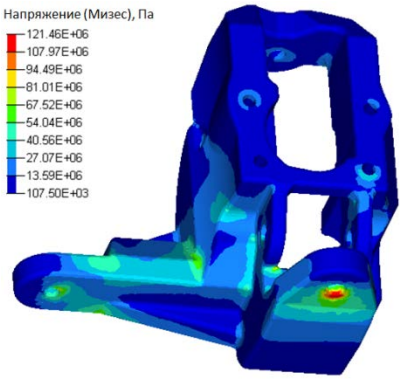


Рис. 8. Распределение напряжений при продольном ударе

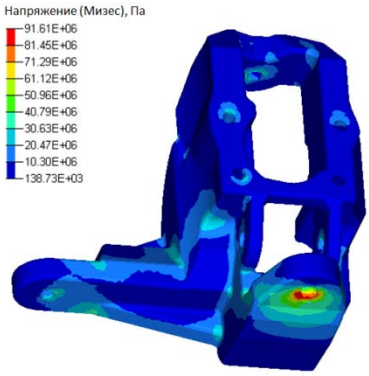


Рис. 9. Распределение напряжений при торможении назад

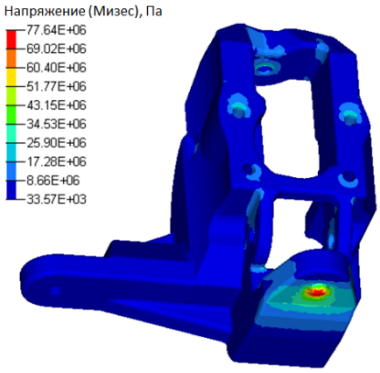


Рис. 10. Распределение напряжений при отбое 10g

Пробой 3,5g. Расчетный случай 1. На рисунке 5 показано поле распределения напряжений. Наибольшее значение ниже допускаемого.

Боковой удар вправо. На рисунке 6 приведено распределение изолиний напряжений для расчетного случая 2 (таблица 1). Максимальное значение не превышает допускаемое.

Для всех рассмотренных случаев нагружений, соответствующих таблицам 1 и 2, представленные ниже на рисунках 7,…10 напряжения не превышают допускаемого значения, что соответствует общей постановке задачи решения всех схем.

Затем выполнялась топологическая оптимизация, результатом которой является концепт-идея будущей детали (рисунок 11). Красным цветом выделены самые нагруженные области, в которых при проработке следует располагать ребра и усилители (формы и площади поперечных сечений).

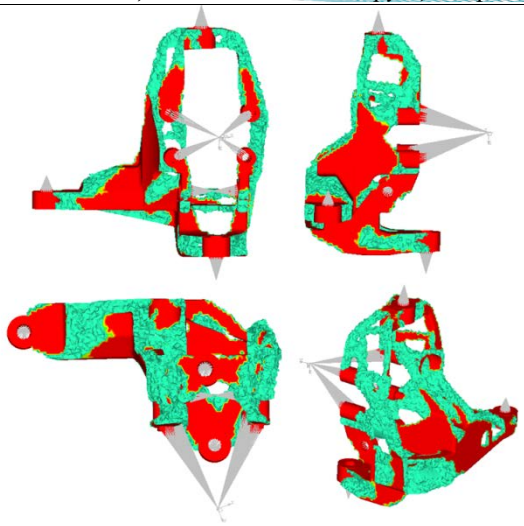


Рис. 11. Результат оптимизации (концепт модель)

Рис. 12. Оптимизированный кулак (вид спереди, сбоку, сверху, изометрия)

Основываясь на полученных сведениях, деталь (конструкция) перерабатывается, учитываются технологические, компоновочные условия и ограничения (рисунок 12). Формируются зоны крепления, условия изготовления, возможность подвода инструментов для обработки. Затем, для такой отработанной, оптимизированной конструкции массой 1,67 кг выполняется повторный прочностной анализ для всех расчётных случаев, приведённых в таблицах 1 и 2. Полученные ниже результаты, показанные на рисунках 13…20 удовлетворяют целевые показатели.

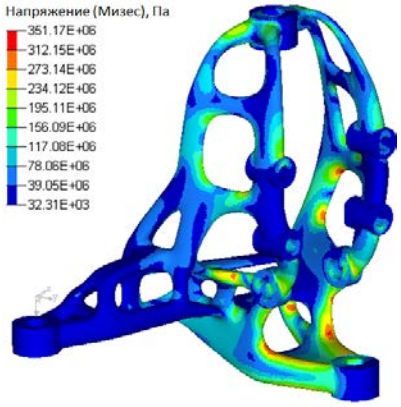


Рис. 13. Распределение напряжений при пробое 3,5g

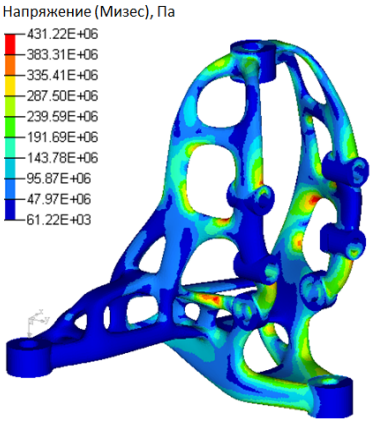


Рис. 14. Распределение напряжений при боковом ударе вправо

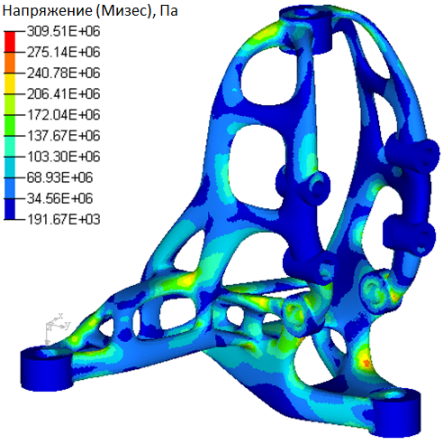


Рис. 19. Распределение напряжений при торможении назад

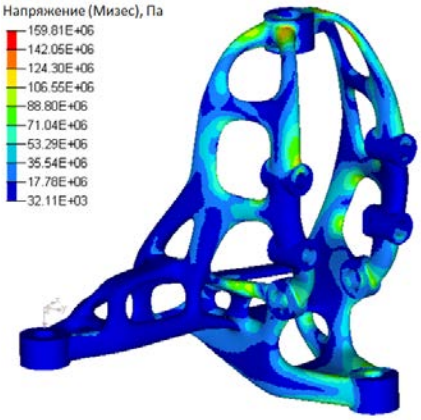


Рис. 20. Поле напряжений при отбое 10g

Вместе с тем следует отметить:

1. Топологическая оптимизация предполагает достаточно ёмкую по пространству начальную деталь, конфигурация которой формируется путём удаления участков геометрии из заданной области, без наращивания объёмов материала.
2. Новую конструкцию кулака необходимо просчитать вкупе с находящимися с ним окружающими деталями, так как динамика такого совместного узла подвески может значительно отличаться, поскольку инерционные факторы учитывались интегрально, а не индивидуально.
3. Полученная конструкция обладает требуемой прочностью при минимальной массе, но достаточно сложна в изготовлении. То есть такая деталь ориентирована на массовое производство.

Представленные решения по оптимизации проводились в рамках выполнения магистерской диссертации Антоновой В.С.

После аналогичной отработки конфигурации совокупности требуемых деталей конструкции, её элементов и узлов можно перейти к анализу вибрации панелей формирующих воздушный объем салона автомобиля и составлению входных нагрузок задаваемых векторами перемещений скорости и ускорения $U(t_H)$, $\dot{U}(t_H)$,$\ddot{U}(t_H)$ при начальных значениях $U(t_0)$, $\dot{U}(t_0)$, $\ddot{U}(t_0)$ и времени t_0. Здесь t_H - длительность интересуемого периода времени, в течение которого необходимо выполнить численное

исследование анализа структурного шума звукового поля. Ранее в работах [2, 3, 4] было показано, что такое решение успешно выполняется применением расчетной технологии метода конечных элементов как связанной задачи напряженно–деформируемого взаимодействия твердотельной и воздушной среды с приведёнными свойствами последней. Ниже приводится иллюстрация фрагментов этой работы.

Исследование звукового давления как интенсивности напряжений в замкнутом объёме проводилось для автомобиля УАЗ-3160, конечномерная модель которого представлена на рисунке 1 справа. В расчётной схеме были учтены: панели ограждения из стали 08КПЮ (модуль продольной упругости $E = 210\,\text{ГПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}3$, плотность $\rho = 7800\,\text{кг}/\text{м}^3$, скорость звука $c = 5029\,\text{м}/\text{с}^2$), стёкла ($E = 30\,\text{ГПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}25$, плотность $\rho = 2500\,\text{кг}/\text{м}^3$, скорость звука $c = 3000\,\text{м}/\text{с}^2$), колесо на задней двери в виде сплошного цилиндра ($E = 210\,\text{ГПа}$, $\nu = 0{,}3$, $\rho = 10000\,\text{кг}/\text{м}^3$, $c = 5029\,\text{м}/\text{с}^2$), играющее роль динамической опоры, воздушный объём ($\rho = 1\,\text{кг}/\text{м}^3$, $c = 340\,\text{м}/\text{с}^2$). Нагружение, создаваемое при испытаниях в заводской лаборатории моделировалось приложением к двигателю специального устройства с эксцентриситетом, путём создания центробежных инерционных сил $F_1 = F_2 = 50\,\text{Н}$, при прямом, согласованном в одном направлении (несимметричное нагружение) и противоположных направлениях $F_1 = -F_2$ (симметричное). Кинематические ограничения способом жёсткого крепления колёсных арок также имитируют условия проведения эксперимента.

а) б)

Рис. 21. Граничные условия воздушного объёма: а – в углах, б – на гранях. Векторы перемещений скорости и ускорения $U(t_H)$, $\dot{U}(t_H)$, $\ddot{U}(t_H)$ приложены к поверхностям контакта с элементами ограждения кузова (салона)

Расчёт выполнялся методом конечных элементов МКЭ в программном комплексе ANSYS Multiphysics версии 14.5 в двух постановках: на сетках акустических КЭ с линейными функциями формы FLUID 30 и твёрдотельных SOLID 95 воздушного объёма соответственно. Сложная геометрическая форма объекта составлялась из тетраэдрических и треугольных КЭ (для FLUID 30 – это вырожденная форма). Для корректности сопоставления в вычислительной модели сохранялись базовые параметры (свойства материалов и типы элементов), а второстепенные оставались неизменными. Математическая модель задачи считалась линейной, т.к. вид решения определяющих уравнений формировался суперпозицией гармонических функций (рядом Фурье). Удовлетворительная аппроксимация ряда Фурье набором кусочно - непрерывных линейных функций формы обеспечивается согласно оценке, как минимум 10-ю конечными элементами по длине волны λ. Соответственно, на шаг сетки h накладывается ограничение

$$h \le h_{\max} = \frac{c}{10\, f_{\max}} \qquad (4)$$

где $f_{\max}$=500 Гц – максимальная из частот внешнего нагружения, для которых выполнялись вычисления.

Это условие, в силу большого объёма вычислений (~ 80 тыс. степеней свободы и 100 шагов нагружения в каждом из четырёх расчётов), было удовлетворено для низких частот, для высоких выполнялось приближённо. Для качественно верной аппроксимации суммы гармоник вполне достаточно 4-х узлов, или 3-х КЭ, на длине волны.

Коэффициент Пуассона воздуха в салоне принимался равным ν≈0,4 по результатам предыдущих исследований [2], а модуль продольной упругости Юнга находился по формуле

$$E = 3K(1-2\nu) = 3\cdot 1{,}156\cdot 10^5(1-2\cdot 0{,}4) = 6{,}936\cdot 10^4\ \text{Па} \qquad (5)$$

где $K=\rho c^2$ – модуль объёмной упругости, ρ – плотность и c – скорость звука среды.

Более точные значения приведённых эффективных упругих постоянных могут быть получены решением задачи оптимизации – минимизации расхождения результатов расчёта по напряжениям и экспериментальных данных.

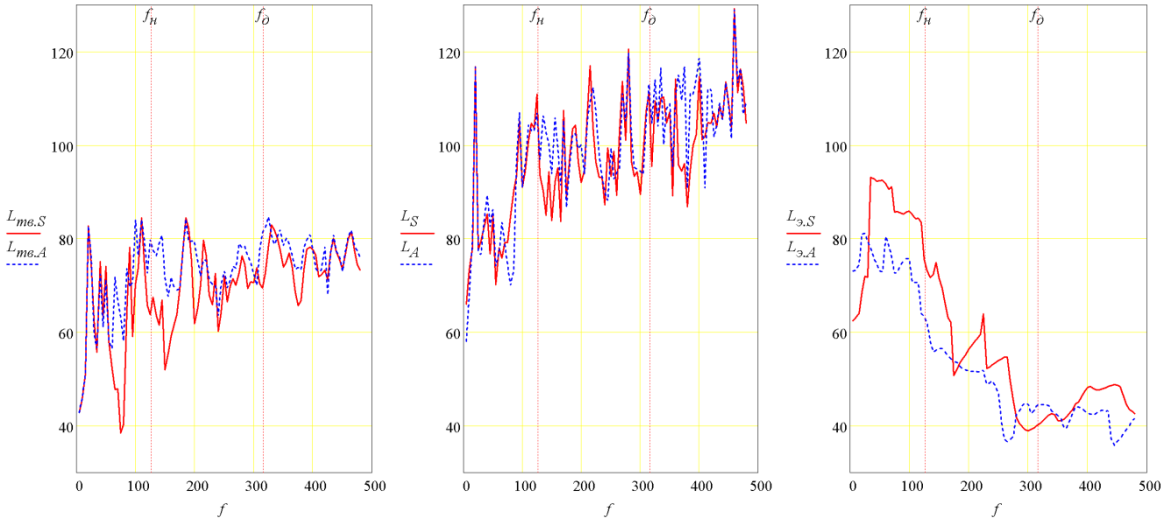


Рис. 22. Результаты расчётов по интенсивности напряжений и эксперимента: *S* – симметричное возбуждение, *A* – кососимметричное.

Уровни звукового давления (УЗД) *L*, дБ, на рабочем месте водителя транспортного средства находились для диапазона частот от 0 до 500 Гц с шагом 5 Гц. Точки на экспериментальных кривых выбирались с такими же интервалами. С помощью твёрдотельных элементов вычислялось поле распределения интенсивности напряжений $\sigma_{\text{инт}}$ в отсеке автомобиля, а акустическое давление p из условия равенства плотностей энергий деформации упругой среды и звуковой волны. Объёмная плотность энергии упругой деформации вычислялась через интенсивность напряжений:

$$w = \frac{\sigma_{\text{инт}}^2}{2\cdot 3G} \qquad (6)$$

где $3G$ соответствует углу наклона обобщённой диаграммы деформирования [5], а $G=\dfrac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль сдвига материала. Плотность энергии звуковой волны определяется выражением

$$w_{\text{a}} = \frac{p^2}{2\rho c}. \qquad (7)$$

Результаты исследований, выполненные в работе [2], приведённые на рисунке 22 показали хорошее соответствие значений интенсивности поля напряжений с экспериментальными данными.

Таким образом, изложенная последовательность вычислительных решений позволяет на этапах проектирования:

1. Выполнять отработку элементов конструкции в необходимом диапазоне параметров.
2. Проводить численный анализ вибрации (амплитудно-частотных характеристик) элементов ограждения салона.
3. Исследовать поле распределения структурного шума в заданном замкнутом воздушном пространстве.

Список литературы

1. Санников В. А., Курцев Г. М., Анацкий В. С. Экспериментально - расчетная методика анализа структурного шума в салоне автомобиля. – СПб.: Россия, Материалы 4 международного конгресса "Шум и вибрация". 24-27 июня 1996г. Т.3, с. 1757-1762.
2. Санников В. А., Яковлев С. П. Анализ структурного шума как взаимодействия ограниченных сред в условиях существенного отличия упругих свойств. (научный доклад) // Сборник докладов VI-й Всерос. науч.- практ. конф. с межд. участием «Защита от повышенного шума и вибрации» 21-23 марта 2017 г. СПб. / Сборник докладов под ред. Н.И. Иванова. – 727 с. ISBN 978-5-906920-24-9
3. Санников В.А. Численное моделирование физических процессов в ограниченных средах: учебное пособие / В.А. Санников; Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2008. – 175 с.
4. Санников В. А., Яковлев С. П. Численно-экспериментальное обоснование методики расчёта структурного шума как колебаний связанных сред., мат. докл. межд. конф. «Восьмые Окуневские чтения» 25-28 июня 2013г.: –СПб.: БГТУ, 2013, -466с., с. 267-269.
5. Дрейзен И. Г. Электроакустика и звуковое вещание. – М. : Связьиздат, 1961. – 544 с.: ил.

УДК 534.212
OECD 01.03.AA

Улучшенный способ акустического проектирования шумозащитных экранов для линейных объектов

Светлов В.В.[1*], Васильев В.А.[2]
[1]Начальник испытательной лаборатории, ООО «Институт акустических конструкций», г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Инженер-акустик, ООО «Институт акустических конструкций», г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В данной работе представлен вариант улучшения способа выбора одного из ключевых факторов, влияющих на акустическую эффективность шумозащитных экранов, а именно его длину. Показано, что существующие методики расчёта длин шумозащитных экранов приводят к неточностям, что подтверждается повышенными уровнями шума на прилегающей к автомобильной или железной дороге нормируемой территории. В работе показано, что некоторые экраны установленные вдоль дорог РФ не обладают достаточной акустической эффективностью, что подтверждается результатами натурных измерений. Предложен способ позволяющий гарантированно выбрать длину шумозащитного экрана при которой будут обеспечены предельно-допустимые значения на прилегающей к дороге территории, при котором уменьшается время проектирования и увеличивается точность расчетов

Ключевые слова: шумозащитные экраны, автомобильный шум, железнодорожный шум, линейные источники шума, акустические расчёты, снижение шума, проектирование шумозащитных экранов.

Improved acoustic design of noise protection screens for linear objects

Svetlov V.V.[1], Vasilyev V.A..[2]*
[1] Head of the testing laboratory LLC Acoustic Design Institute, Saint Petersburg, Russia
[2] Acoustic Engineer LLC Acoustic Design Institute, Saint Petersburg, Russia

Abstract

This paper presents a solution to the problem with the choice of one of the key factors affecting the effectiveness of noise screens - its length. It is shown that the existing methods for calculating the lengths of noise protection barriers lead to inaccuracies, which are confirmed by field measurements showing that the barriers installed along the roads of the Russian Federation do not show sufficient efficiency. A technique is presented that allows you to guarantee the choice of the length of the noise shield at which the maximum permissible values will be provided on the territory of the protected object, while reducing the design time and increasing the accuracy of calculations

Key words: *noise barriers, highway noise, railway noise, linear noise sources, acoustic calculations, noise reduction, noise protection, barriers design.*

Введение

Шумозащитные экраны нашли широкое применение для автомобильных и железных дорог на территории нашей страны. Расчет основных параметров экрана, влияющих на акустическую эффективность, регламентируют ряд нормативно-технических документов [1-5], согласно которым можно выделить четыре основных фактора: длина,

[*]*Автор корреспондент: svetlov-valeriy@yandex.ru (Светлов В.В.)*

высота, звукоизолирующая и звукопоглощающая способность. В работе [6] показано, что существующие алгоритмы расчета данных параметров приводят к неточностям, которые выражаются повышенными уровнями шума на нормируемой территории.

Авторами рассмотрено влияние указанных основных факторов, проведен анализ их влияния на акустическую эффективность. В статье предложены новые усовершенствованные алгоритмы их выбора, позволяющие сократить время проектирования, при сохранении текущей точности расчетов.

1. Расчет геометрических параметров шумозащитных экранов

Существующие методики выбора геометрических параметров шумозащитных экранов достаточно детально описывают расчет акустической эффективности в зависимости от их высоты. Однако существует ограничение наибольшей эффективности, которое варьируется от 15 до 24 дБА в зависимости от документа, при дифракции на одной кромке (тонкие экраны). Работами [7-8] установлено, что при расположении экранов на насыпи, эстакаде и пр. искусственных сооружениях, находящихся выше уровня земли, их эффективность может достигать более высоких значений.

Требуемая длина шумозащитных экранов в большинстве документов определяется в зависимости от кратчайшего расстояния от объекта защиты до источника и определяется по формуле:

$$l_{\text{экр}} = (4{,}0 \div 4{,}5)d + l + (4{,}0 \div 4{,}5)d \quad (1)$$

где $l_{\text{экр}}$ – требуемая длина шумозащитного экрана, м;

d – кратчайшее расстояние от объекта защиты до источника шума, м;

l – длина проекции защищаемого объекта на источник шума, м.

Коэффициент в формуле (1), расположенный в скобках перед d варьируется в зависимости от рассматриваемого документа [2,5]. В некоторых источниках приведен требуемый угол видимости экранируемого участка [9].

Описанные подходы по расчету геометрических размеров имеют ряд неточностей. Например, в работе [9], показано несовершенство аппроксимации линейных источников шума и установлено, что наиболее точные результаты достигаются при разбиении линейного источника на серию точечных по правилам указанным в [1]. В работе [6], показаны результаты измерений при установке экранов длиной, определяемой по формуле (1) и сделан вывод о недостаточности длины экрана.

Для уточнения задачи выбора геометрических параметров шумозащитных экранов предлагается следующий алгоритм:

1. Выбор высоты шумозащитного экрана, эффективность которого будет превышать требуемое снижение для рассматриваемого защищаемого объекта. Расчет эффективности выполнять для случая бесконечной экрана длины, т.е. при дифракции только на верхней кромке. Аппроксимацию источника шума и определение эффективности экрана при этом следует принимать по методам изложенным в [1]
2. Определение длины шумозащитного экрана необходимо производить исходя из условия достижения нормативных значений уровней шума в начале и конце защищаемого объекта. Длину предлагается определять исходя из размеров из трех характерных участков: начальный, центральный и конечный. Критерием выбора протяженности начального и конечного участка шумозащитного экрана служила величина расчетного расстояния зоны акустического дискомфорта для данного пикета проектируемой магистрали. Длину участков экранов следует определять из условия обеспечения достижения расстояния превышающего величину зоны акустического дискомфорта от неэкранированного участка источника до ближайшей точки жилой

застройки. Концом начального участка шумозащитного экрана является точка его пересечения с перпендикуляром, опущенным от точки проекции защищаемого объекта на линию ближайшего оси пути источника шума. Центральный характерный участок представляет собой отрезок шумозащитного экрана, заключенный между перпендикулярами, опущенными на ось ближайшего проектируемого пути. Длина конечного шумозащитного экрана определяется по вышеописанной методике выбора начального характерного участка.

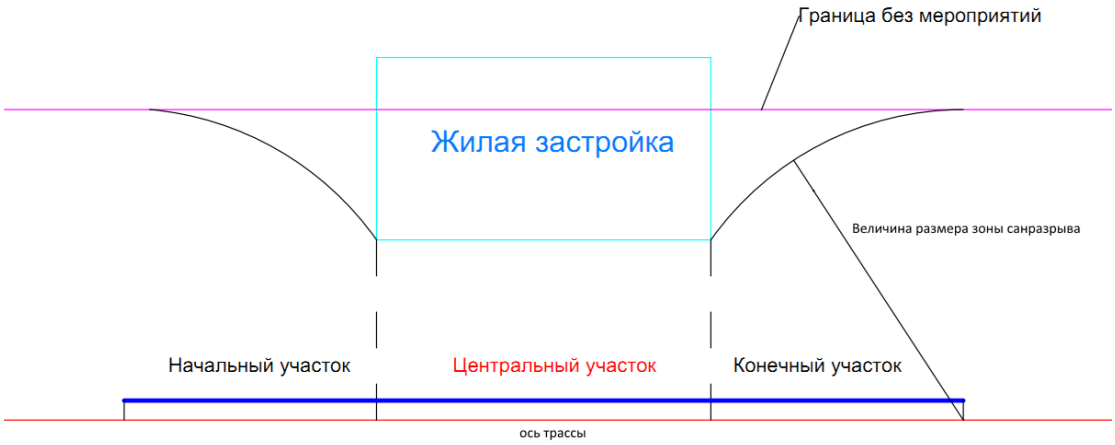


Рис. 1. Схема определения длины шумозащитного экрана

Предложенный алгоритм можно проиллюстрировать для случая нахождения жилой застройки на расстоянии ~25 метров от автомобильной дороги (рис. 2), зона акустического дискомфорта которой составляет 300 м.

Рассматриваемая нормируемая территория жилой застройки расположена за существующим шумозащитным экраном. Результаты измерений уровней шума представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты измерений уровней шума в дневное время суток

Место проведения измерений	**Эквивалентные уровни звука, дБА**	**Максимальные уровни звука, дБА**
Середина жилой застройки	55	58
Конец жилой застройки	65	68
Предельно-допустимые уровни	*55*	*70*

Представленные значения показывают, что уровни шума превышены для точки измерений находящейся в конце жилой застройки. Анализ данных позволяет сделать выводы о том, что высота шумозащитного экрана выбрана достаточной для снижения уровней шума до нормативных значений, длина шумозащитного экрана является недостаточной. Расчет длины конечного участка экрана по существующей методике показывает, что его минимальная длина должна составить 113 м., реальная длина составляет 117 м. Линия с индексом «5» на рис. 2 показывает границы зоны акустического дискомфорта для данной длины шумозащитного экрана. Расчет длины шумозащитного экрана по предложенной методике (линия с индексом «6») показал, что значение должно составлять не менее 300 м. Зона акустического дискомфорта с учетом увеличения длины представлена на рис. 2 с индексом «7». Как видно из рисунка, нормируемая территория будет находится за пределами зоны акустического дискомфорта.

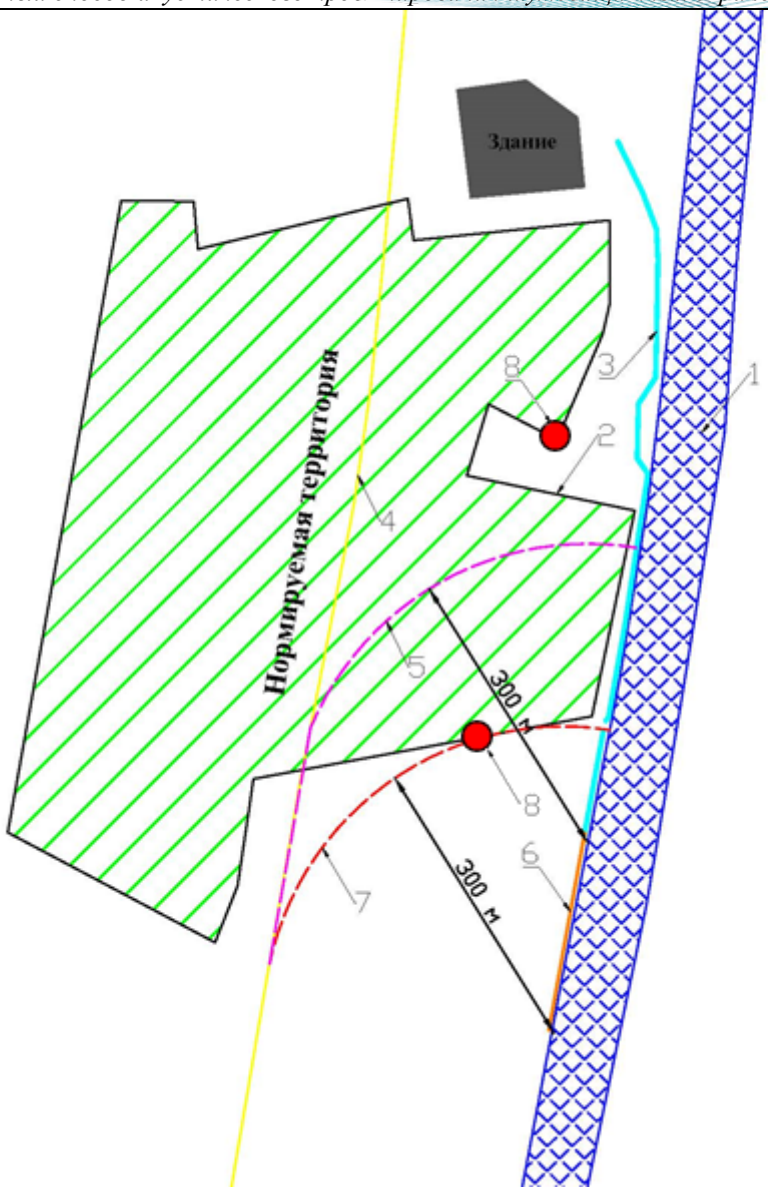


Рис. 2. Схема определения длины шумозащитного экрана:
1 – источник шума (автодорога); граница нормируемой территории;
3 – существующий шумозащитный экран; 4 – зона акустического дискомфорта без шумозащитных мероприятий; 5 – зона акустического дискомфорта с учетом существующего шумозащитного экрана; 6 – дополнительный шумозащитный экран при расчете по предложенной методике; 7 – зона акустического дискомфорта при установке дополнительного шумозащитного экрана; 8 – точка проведения измерений.

Заключение

Анализ существующей нормативной документации показал, что действующие расчётные методики, позволяют рассчитать достаточную, для достижения нормативных значений, высоту экрана, но не длину. Методика, представленная в данной статье, позволяет гарантированно выбрать длину шумозащитного экрана при которой будут обеспечены предельно-допустимые значения на территории защищаемого объекта, при этом сократив время проектирования и увеличив точность расчетов.

Список литературы

1. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996). Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. – Введ. 01.01.07. – М.: Стандартинформ, 2006.

2. ОДМ 218.2.013-2011. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. – Введ. 26.12.12. - Росавтодор (Федеральное дорожное агентство).

3. СП 276.1325800.2016. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков. – Введ. 04.06.17 - Официальный сайт Минстроя РФ http://www.minstroyrf.ru/ (по состоянию на 21.03.2017).

4. СП 338.1325800.2018. Защита от шума для высокоскоростных железнодорожных линий. Правила проектирования и строительства. – Введ. 06.08.18. - М.: Стандартинформ, 2018.

5. ГОСТ 33325-2015. Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом. – Введ. 01.03.16. - М.: Стандартинформ, 2016.

6. Тюрина Н.В. Решение проблемы снижения шума на селитебных территориях и рабочих местах в помещениях акустическими экранами [Текст]: дис. на соиск. учен. степ. док. тех. наук: 01.04.06 / Наталья Васильевна Тюрина. – Санкт-Петербург, 2014. - 13 с.

7. Минина Н.Н. Снижение шума при строительстве автомобильных дорог [Текст]: дис. на соиск. учен. степ. док. тех. наук: 01.04.06 / Наталия Николаевна Минина. – Санкт-Петербург, 2006. - 80 с.

8. Руководство по расчету и проектированию средств защиты застройки от транспортного шума/ - Введ. 01.01.82. - М.: Стройиздат, 1982. – 6 с.

9. Иванов А.В. Вопросы автоматизации методик расчета шумового воздействия автотранспортных потоков/ А.В. Иванов, А.В. Никифоров, А.М. Кузьмицкий // VI Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием. – 2017. – Стр. 329-337.

10. Кутнов В.В. Сравнительный анализ длин шумозащитных конструкций на территории, прилегающей к автомобильным дорогам/ В.В. Кутнов // Акустика среды обитания. Сборник трудов. – 2018. – Стр. 154-162.

УДК 534.836.2
OECD 1.03 AA

Современные факторы формирования акустической среды городских территорий

Павел Сидякин[1], Екатерина Белая[2], Дмитрий Щитов[3]
[1] Доцент Северо-Кавказского Федерального университета (филиал Северо-Кавказского федерального университета в г. Пятигорске), г. Пятигорск, Россия
[2] Старший преподаватель Северо-Кавказского Федерального университета, г.Ставрополь, Россия
[3] Доцент Северо-Кавказского Федерального университета (филиал Северо-Кавказского федерального университета в г. Пятигорске), г.Пятигорск, Россия

Аннотация

В статье рассмотрены современные факторы формирования акустической среды в городах. Представлены нормативные показатели шума по разным видам транспорта. Сопоставлены требования по шуму в разных странах. Проанализировано воздействие максимально допустимых уровней шума на людей престарелого возраста и детей. Выявлено негативное влияние повышенного акустического воздействия в ночное время на организм человека. Предложены меры по оздоровлению акустической среды города и улучшению социально-экологического состояния населения.

Ключевые слова: шум, акустика, нормативы, безопасность, город.

Modern factors in the formation of the acoustic environment of urban areas

Pavel Sidyakin[1], Catherine Belaya[2], Dmitry Shchitov[3]
[1]Associate Professor, of the North Caucasus Federal University (a branch of the North Caucasus Federal University in Pyatigorsk), Pyatigorsk, Russia
[2]Senior Lectures, North Caucasus Federal University, Stavropol, Russia
[3]Associate Professor, of the North Caucasus Federal University (a branch of the North Caucasus Federal University in Pyatigorsk), Pyatigorsk, Russia

Abstract

The article considers the modern factors of the formation of the acoustic environment in cities. Presented regulatory noise indicators for different types of transport. Compared noise requirements in different countries. The impact of the maximum permissible noise levels on the elderly and children is analyzed. The negative effect of increased acoustic exposure at night on the human body was revealed. The proposed measures to improve the acoustic environment of the city and improve the socio-ecological state of the population.

Key words: *noise, acoustics, regulations, safety, city.*

Введение

Формирование акустической среды городских территорий зависит от ряда природных и антропогенных факторов. Шумовое воздействие рассматривается как один из наиболее агрессивных и распространенных видов загрязнения городской среды, причем его удельный вес среди факторов, неблагоприятно воздействующих на жизнь и здоровье населения, неуклонно растет.

* *Автор корреспондент: floramail@list.ru (Екатерина Белая)*

1. Транспортная инфраструктура города

Формирование акустической среды городских территорий зависит от ряда природных и антропогенных факторов. Шумовое воздействие рассматривается как один из наиболее агрессивных и распространенных видов загрязнения городской среды, причем его удельный вес среди факторов, неблагоприятно воздействующих на жизнь и здоровье населения, неуклонно растет.

По типу антропогенные источники городского шумового воздействия можно разделить на стационарные (промышленные производства, коммунально-бытовая сфера) и передвижные источники (транспорт всех видов). Значимым по уровню и вносящим наибольший вклад в акустическое загрязнение городской среды является транспортный шум.

Транспортная инфраструктура формирует акустическую среду городских территорий. Городской транспорт является постоянным источником шумового загрязнения окружающей среды из-за работы автомобильных двигателей, ударов колес подвижного состава железнодорожного транспорта о рельсовые стыки и т.д. [5,10,11]. Кроме того, стационарными источниками шума в транспортном секторе являются вокзалы, депо, автостоянки, мастерские автосервиса, территория аэропорта и др. Любой вид транспортного средства возможно охарактеризовать интенсивности воспроизводящего шума (таблица 1).

Таблица 1
Интенсивность шума от транспортных средств

Вид транспортного средства	Интенсивность шума (в дБ)
Легковой автомобиль	70-80
Автобус	80-85
Грузовой автомобиль	80-90
Мотоцикл	90-95
Моторная лодка	90-95
Поезд метро	90-95
Обычный поезд	95-100
Самолет на взлете	110-130

Рост акустического воздействия на городскую территорию, создаваемого автомобильными потоками, зависит от принципов организации движения и технических характеристик транспортных средств: скорости, мощности и конструкции двигателей, интенсивности движения потока полотна, грузоподъемности, уклонов улиц и дорог, состояния покрытия, количества и уровня пересечений.

Особый интерес представляет воздействие железнодорожного транспорта на акустическую среду городских территорий [1,4,5]. Можно выделить три основных объекта, на которые оказывает шумовое воздействие от железнодорожного транспорта:

1) селитебная зона;
2) пассажиры и обслуживающий персонал на станциях;
3) пассажиры и обслуживающий персонал поездов.

В селитебной зоне и на примагистральных территориях основными источниками шума в окружающей среде являются (таблица 2) [7]:

Таблица 2
Источники шума железнодорожного транспорта

Источник шума	Расстояние, м	УЗ, дБА
Движение поезда по мосту со скоростью 60–80 км/ч	25	80-90
Движение подвижного состава при скоростях 150…200 км/ч	25	85-95
Электровозы	25	75-80
Тепловозы	25	80-95
Путевые машины вибрационного действия, щебнеочистительные машины	25	80-95
Соударение вагонов	30	95-100
Звуковые сигналы локомотивов и электроподвижного состава	25	100-110
Тяговые подстанции	30	45-50
Сортировочные станции	100-150	70-85

Основные источники шума, действующие на людей, находящихся на перронах, в залах ожидания и других помещениях вокзалов, следующие [6]:

- системы оповещения;
- шум уходящего (приближающегося) поезда;
- шум вспомогательного оборудования (уборочные машины, вентиляционные системы, эскалаторы, кондиционеры, системы отопления и пр.).

Акустическое воздействие поезда зависит в основном от его типа и скорости движения.

Можно выделить укрупненно 4 типа поездов: грузовые, электропоезда, пассажирские, высокоскоростные поезда типа «Сапсан». Каждый вид имеет свой диапазон создаваемого уровня шума (таблица 3) [8].

Таблица 3
Характеристики создаваемого шума поездов

Тип поезда	Скорость, км/час	Уровни звука, дБА
Грузовые	30-90	78-88
Электропоезда	40-120	76-90
Пассажирские	40-130	78-88
Высокоскоростные поезда «Сапсан»	100-220	68-86

Воздействие шума на жителей зависит не только от типа поезда и его скорости, но и от числа пар поездов, а также от расстояния от железнодорожной линии до жилой застройки, подвергающейся акустическому воздействию.

Как можно видеть из приведенных таблиц, транспортная инфраструктура города оказывает серьезное динамическое воздействие на акустическую среду городской территории и является одним из факторов формирования социально-пространственной системы города [4,9,13]. Нормативной базой установлены эквивалентный и максимальный уровни звука для различных мест и территорий жизнедеятельности населения. С точки зрения формирования акустической среды городских территорий, для жителей, интерес представляют селитебные зоны города (таблица 4)[14].

Таблица 4

Нормы допустимого шумового воздействия в РФ

Назначение помещений или территорий	Время суток, ч	Уровни звукового давления (эквивалентные уровни звукового давления), дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука L_A, (эквивалентный уровень звука $L_{Аэкв}$), дБА	Максимальный уровень звука, $L_{Амакс}$, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1.Жилые помещения домов отдыха, пансионатов, домов-интернатов для престарелых и инвалидов, спальные помещения детских дошкольных учреждений и школ-интернатов	7.00–23.00 23.00–7.00	79 72	63 55	52 44	45 35	39 29	35 25	32 22	30 20	28 18	40 30	55 45
2.Территории, непосредственно прилегающие к зданиям поликлиник, школ и других учебных заведений, детских дошкольных учреждений, площадки отдыха микрорайонов и групп жилых домов		90	75	66	59	54	50	47	45	44	**55**	**70**

Интенсивность городского шума от транспортных средств не во всех случает соответствует нормативным требованиям, что является негативным фактором формирования акустической среды города. Это приводит к появлению зон акустического дискомфорта на селитебных территориях.

Нормирование шумового воздействия от ж\д транспорта различается в странах Европы.

Нормирование шумового воздействия от ж\д транспорта в странах Европы [8] представлено в таблице 5.

Таблица 5

Нормирование шумового воздействия от ж\д транспорта в странах Европы

Страны	**Швейцария**	**Германия**	**Нидерланды**	**Италия**	**Австрия**
Бонус	5	5	7	7	5
Норма ($L_{Аэкв}$)*					
–день	55 до 60	59	57	65	60
–ночь	45 до 50	49	47	55	50
Норма ($L_{Амах}$)**					
–день	63 до 68	67	60	–	68
–ночь	53 до 58	57	50	–	58

* LАэкв – норма эквивалентного уровня звука, дБА

** LАмах – норма максимального уровня звука, дБА

2. Воздействие шума на человека

Во многих городах транспортная инфраструктура представлена различными видами авто-, ж/д- и электро-транспорта. По своим шумовым нагрузкам каждый вид транспорта оказывает различное акустическое воздействие на взрослых и детей во время сна и бодрствования.

Поданным шведского анкетного исследования с участием 19 тыс. детей в возрасте 12 лет, шум мешает нормальному сну почти 8 % из них несколько раз в неделю [16]. В Российской Федерации около 38 млн. человек живет в районах шумового загрязнения, вызываемого автомобильным, железнодорожным и воздушным транспортом. На сегодняшний день в районах, подверженных шумовому загрязнению, вызванному дорожным движением, с уровнем шума почти в три раза выше среднего показателя по Российской Федерации, живет приблизительно 60 % москвичей. В Беларуси от 15 % до 35 % населения Бреста, Витебска, Могилева и Бобруйска живет в условиях акустического дискомфорта [15].

Чувствительность к шуму у разных людей может варьировать в значительной степени. Первичная самооценка чувствительности к шуму была использована в качестве фактора для определения высокочувствительных и нечувствительных групп людей, а также для сравнения их реакций на действие шума в дневное и в ночное время. Во время сна человеческий организм чутко реагирует на шумовое воздействие разной интенсивности. Физиологическая чувствительность к шуму зависит также от возраста спящих людей. Например, хотя у детей порог пробуждения, при ночном шуме, обычно в среднем на 10 дБА выше, чем у взрослых, реакция сердечно-сосудистой системы на шум в обеих группах сходная, если даже не выше, чем в группах людей старшего возраста [17]. Пожилые люди жалуются на шумовое загрязнение окружающей среды гораздо больше, чем молодые взрослые. Однако у них также бывает гораздо больше спонтанных пробуждений во время ночного сна.

Появление жалоб на чрезмерный шум характерно для ухудшения благополучия людей. Жалобы на шум встречаются очень часто, причем ночной шум вызывает появление большего количества жалоб по сравнению с шумом такой же интенсивности в дневное время. На рис. 1 дана иллюстрация применительно к людям, испытывающим большое неудобство из-за сильного шума от автомобильного транспорта, самолетов и поездов [16].

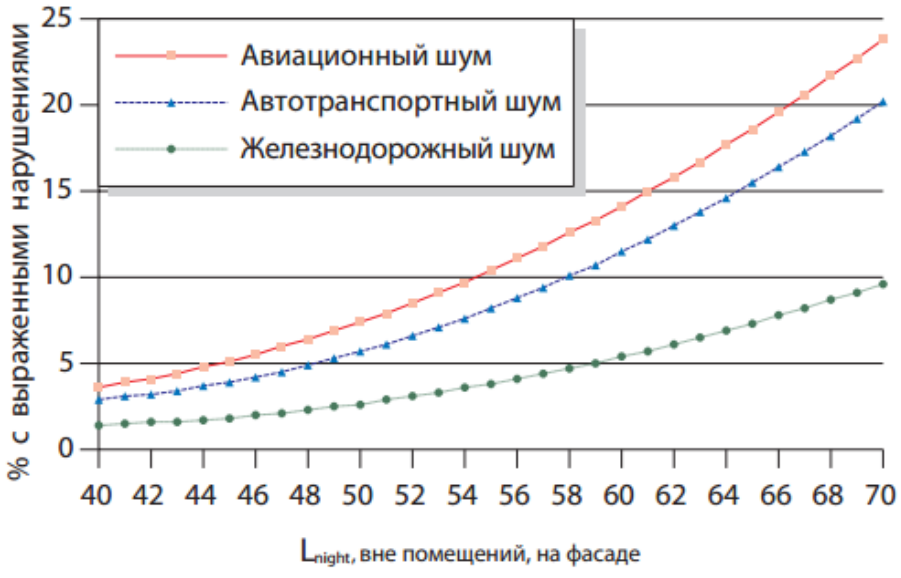


Рис. 1. Интенсивность воздействия шума от транспорта на людей

Итак, шум доставляет неприятности и снижает качество жизни. Он мешает нормальной активности людей, влияя на концентрацию внимания, коммуникации, релаксацию и сон. Кроме негативных социально-психологических последствий коммунального шума, он также оказывает отрицательное влияние на здоровье, особенно на состояние детей и пожилых людей. Поэтому необходимо вести жесткий мониторинг акустического загрязнения на жилых городских территориях, в местах пребывания детей и пожилых людей, а так же в зонах отдыха. При необходимости ужесточить требования по нормативному шуму в этих местах долгосрочного пребывания людей.

На рисунке 2 представлены результаты Шведской программы изучения шума, связанного с дорожным движением.

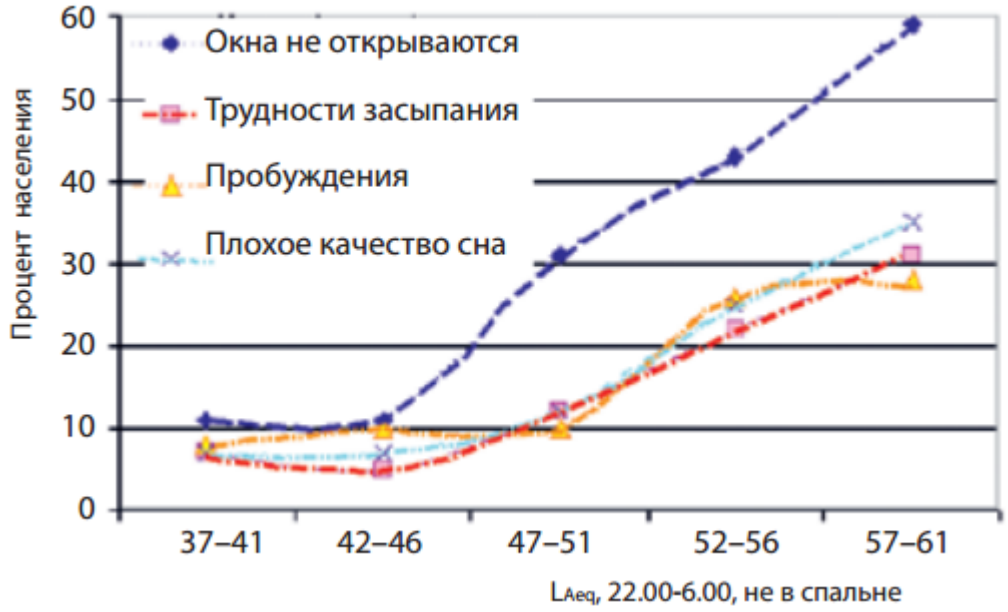


Рис. 2. Результаты Шведской программы изучения шума, связанного с дорожным движением

Эти данные были подтверждены в Швеции результатами исследований в рамках Шведской программы изучения шумового загрязнения, связанного с дорожным движением [16]. Тем не менее, хотя у людей, которые спят с закрытыми окнами, частота нарушений сна из-за шума снижается, одновременно возрастает частота нарушений сна из-за плохой вентиляции помещений. По данным [17], люди гораздо чаще закрывают окна при высоких уровнях автотранспортного шума по сравнению с высоким уровнем шума от проходящих поездов. Даже когда уровень ночного шума достигает 55 дБ, только 35% жителей закрывают ночью окна в случаях, если источником этого шума является железная дорога [21].

Когда сон постоянно нарушается и возникает расстройство сна, это состояние в соответствии с МКРС 2005 классифицируется, как расстройство сна, связанное с окружающей средой. Расстройства сна, связанные с окружающей средой (примером которых является нарушение сна, вызванное шумом) - это такие расстройства сна, которые обусловлены действием раздражающих факторов внешней среды, которые приводят к развитию бессонницы либо усталости и сонливости в дневное время суток. В результате могут развиться вторичные дефициты, включая дефицит концентрации, нарушение внимания и когнитивные расстройства, пониженную активность, дневную усталость, общую слабость, ухудшение настроения и раздражительность. Точные данные о превалентности этой патологии отсутствуют. Такой диагноз устанавливают менее чем у

5% больных, обращающихся в центры расстройства сна. Эти расстройства могут наблюдаться в любом возрасте, хотя у пожилых людей и детей отмечается более высокий риск развития этого заболевания [18,20].

В некоторых европейских странах социальные внешние издержки от шумового загрязнения, возникающего на дорогах, составляет около 1 % ВВП [16]. В Швейцарии около 15 % населения живет в районах, где пределы шумового воздействия дорожного движения превышены. Здесь действует программа по уменьшению воздействия шума от транспортной инфраструктуры, промышленности, торговли и стрельбищ. В Испании наиболее раздражающим был назван общий шум от дорожного движения - он мешает 41 % опрошенных [17]. В Норвегии шумовое загрязнение, вызванное дорожным движением, за последние годы возросло на 5 %, тогда как уровень производственного шума сократился на 6 %, шума от самолетов – на 22 % и от железных дорог - на 20 %. Так как дорожное движение является основным источником вредного шумового воздействия, уровень общего шумового загрязнения в Норвегии увеличился на 2 %. Правительство Норвегии поставило задачу - к 2010 году уменьшить шумовое загрязнение на 25 % [21]. В соответствии с опросом, 5 % норвежцев имеет проблемы со сном, вызванные шумом. Исследование в Сараево показало, что у каждого четвертого жителя шумного городского района нарушен нормальный режим сна, тогда как каждый пятый заявил, что раздражающее воздействие шума от различных источников мешает его обычным повседневным занятиям [16,18].

В Германии 60 % населения испытывает раздражающее воздействие шума дорожного движения, а 10 % испытывают его в значительной мере. Приблизительно 16 % населения вне своего жилища в течение дня подвергается воздействию шума дорожного движения на уровне более 65 дБ(А), а приблизительно 49 % - на уровне более 55 дБ(А), который, согласно рекомендациям ВОЗ, не должен превышаться. Причиной приблизительно 3 % острых инфарктов миокарда в год в Германии можно назвать шум дорожного движения [17,18].

Голландское национальное исследование раздражающего воздействия, нарушения сна, ощущения риска и качества жилой среды, показало, что шум дорожного движения (в основном от мопедов) является источником сильного раздражающего воздействия для 29 % респондентов [20]. Шум от воздушного транспорта, а также производимый соседями, является серьезным раздражителем для 12 % опрошенных. Сильное раздражающее воздействие шума от мопедов, скоростных магистралей и строительных площадок (в частности сноса старых зданий) усилилось по сравнению с предыдущими годами. Потребность в более тихих жилых районах увеличилась с 8 % до 10 % [18].

Заключение

Таким образом, недооцененное воздействие от шума на городских территориях социально-экологические условия жизни населения и в ряде случаев является источником ухудшения здоровья у населения. Многие европейские исследователи считают, что максимально допустимый уровень шумового воздействия, не вызывающей вредного воздействия на здоровье человека, считается 40 дБ [21]. Зная последствия влияния, повышенных шумовых нагрузок на организм, особенно детей и людей престарелого возраста, необходимо снизить минимальные и максимальные нормативные требования по шуму на селитебных территориях (территории, непосредственно прилегающие к зданиям поликлиник, школ и других учебных заведений, детских дошкольных учреждений, площадки отдыха микрорайонов и групп жилых домов) на 15 дБ. Это приведет к акустическому оздоровлению городской территории и улучшению социально-экологических условий для населения.

Список литературы

1. Азаров В.Н., Концепции биосферной совместимости и экологического следа и их роль в достижении экологически устойчивого развития урбанизированных территорий /Азаров В.Н., Донцова Т.В.// Социология города. 2013. № 1. С. 39-45.
2. Азаров, В. Н. Техногенное загрязнение атмосферного воздуха и его влияние на социально-экологическое благополучие городов-курортов Кавказских Минеральных Вод / Азаров В.Н., Сидякин П.А., Лопатина Т.Н., Николенко ДА. // Социология города. 2014. № 1. С. 28-37.
3. Аксенов И.Я., Аксенов В.И. Транспорт и охрана окружающей среды. М.:Транспорт, 1986. 176 с.
4. Бакаева, Н.В. Оценка акустического загрязнения городской среды (на примере г. Орла) /Бакаева Н.В., Данилевич Д.В., Шишкина И.В.// Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. 2014. № 4 (8).С.78-85.
5. Бакаева, Н.В. Системное представление автотранспортной инфраструктуры городского хозяйства с позиции биосферной совместимости / Бакаева Н.В., Шишкина И.В. // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. 2013. № 1. С. 68-75.
6. Иванов Н.И., Куклин Д.А. Проблема шума железнодорожного транспорта и пути ее решения. Сборник трудов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 22-24 марта, 2011 стр. 108-123.
7. Корчагин, В.А. Моделирование эколого-экономического взаимодействия транспорта и окружающей среды / Корчагин В.А., Ляпин С.А., Сысоев Д.К. // Наука и техника транспорта. 2007. № 1. С. 47-53.
8. Куклин Д. А. Расчет шумовых характеристик потоков железнодорожного транспорта. Специальном выпуск "ELPIT-2012" научного издания «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, 2012 г., т 14, с. 885-888.
9. Лебедева, С.А. Исследования влияния шумовых нагрузок на социально-экологическое благополучие городов-курортов КМВ / Лебедева С.А., Сидякин П.А., Щитов Д.В., Нестерчук А.В., Фоменко Н.А. // Инженерный вестник Дона. 2015. Т. 35. № 2-1. С. 40.
10. Россинская, М.В. Элементы экологического мониторинга, их краткая характеристика и влияние на качество окружающей природной среды и здоровье населения региона / Россинская М.В., Россинский Н.П. // Инженерный вестник Дона, 2012, №1,
11. Сидякин П.А Воздействие транспортной инфраструктуры на экологическое состояние городов-курортов кавказских минеральных вод / Сидякин П.А., Белая Е.Н.// Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. 2017. № 1 (17). С. 61-73.
12. Сидякин П.А Оценка шумового загрязнения территорий дошкольных образовательных учреждений города Пятигорска /Сидякин П.А., Белая Е.Н., Алексенко Д.Н., Павленко Е.А.// Современная наука и инновации. 2017. № 3 (19). С. 147-155.
13. Шебзухова Т.А., Сидякин П.А., Щитов Д.В., Вартумян А.А. Экологическая безопасность инженерной инфраструктуры городов и рекреационных территорий Северного Кавказа – Пятигорск: Изд-во СКФУ, 2016.– 144 с.
14. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума», Москва, 2004
15. Environmental Conditions in the Republic of Belarus, 2003
16. European Commission (2000). *Position paper on EU noise indicators.* Office for Official Publications of the European Communities, Luxembourg, 2000
17. Swedish Environmental Health Report, 2005
18. American Academy of Sleep Medicine, 2005
19. Jones DM, Chapman AJ, Auburn TC (1981). Noise the environment: a social perspective. Journal of Applied Psychology, 1:43—59.

20. Stansfeld SA et al. (2002). Longitudinal effects of noise, noise sensitivity and psychosocial factors on men's psychological distress. Epidemiology, IS (4):S90.

21. Night noise guidelines for Europe. Copenhagen: WHO Regional Office for Europe; 2009

УДК 519.633.2
OECD 01.01.UR

Применение метода конечных разностей для моделирования распространения звуковых волн в замкнутой области

Мондрус В.Л.[1*], Сизов Д.К.[2]
[1]Профессор, Национального Исследовательского Московского Государственного Строительного Университета (НИУ МГСУ), г. Москва, Россия
[2]Нач.отд., Общества с Ограниченной Ответственностью «ВИБРОСЕЙСМОЗАЩИТА», г. Москва, Россия

Аннотация

Статья содержит в себе решение задачи распространения волн от двух источников в виде пульсирующих сфер, расположенных в замкнутой области несимметрично относительно её границы. Решение производится явным методом Эйлера и методом «предиктор-корректор». Рассматриваются различные типы краевых условий, в том числе, с учетом «прилипания» передающей среды к стенкам замкнутой области и в виде абсолютно жесткой стенки, когда лишь компонента нормальной скорости равна нулю. Приводятся изополя потенциала. Текст статьи содержит анализ влияния величин шагов по времени и координатам на результаты расчета.

Ключевые слова: Метод конечных разностей, потенциал, метод Эйлера, метод Эйлера с пересчетом, метод «предикатор-корректор»

Application of the finite difference method for modeling the propagation of sound waves in a closed region

Mondrus V.L.[1], Sizov D.K.[2]*
[1]Professor, National Research Moscow State Construction University (NRU MGSU), Moscow, Russia,
[2] Head of Department, Limited Liability Company "VIBROSEISMOSPROTECTION", Moscow, Russia

Abstract

The article contains a solution to the problem of wave propagation from two sources in the form of pulsating spheres located in a closed region asymmetrically about its boundary. The solution is produced by the explicit Euler method and the predictor-corrector method. Various types of boundary conditions are considered, including taking into account the "sticking" of the transfer medium to the walls of the closed region and in the form of an absolutely rigid wall, when only the normal velocity component is zero. The isopole potential is given. The text of the article contains an analysis of the effect of the steps in time and coordinates on the calculation results.

Key words: *finite difference method, Euler method, predictor-corrector method*

Введение

Одним из традиционных методов исследования волновых полей для двухмерных и трехмерных областей является метод конечных разностей. Как и при использовании любого другого численного метода, данный подход включает в себя дискретизацию рассматриваемой расчетной области и переход от изначально непрерывной дифференциальной задачи к системе алгебраических уравнения с искомыми значениями в

[*]*Автор корреспондент: newfff@mail.ru (Сизов Д.К.)*

узлах сетки. Безусловно, простейшим методом решения уравнений колебания акустической среды, является метод Эйлера, который позволяет естественным образом выполнять решение задачи, опираясь на значения искомых векторов на нескольких временных слоях. В случае замены производных в конечно-разных уравнениях «разностью вперед» метод Эйлера требует на каждом шаге вычислений знания искомых компонент вектора на двух предыдущих временных слоях. Однако применение метода Эйлера в чистом виде связано с рядом вычислительных трудностей—одно из которых—возможная неустойчивость решения, связанная с постепенным возрастанием амплитуд колеблющейся величины, другое—весьма жёсткое требование к шагу интегрирования уравнения потенциала по времени. Другим представителем численных методов, реализующим многошаговый подход, который позволяет получить численное решение волновой задачи с большей точностью является метод Эйлера с пересчетом (простейший представитель методов типа "предиктор-корректор") [1], при реализации которого первоначально вычисляется значение искомого значения функции по методу Эйлера, а затем происходит "коррекция" полученного значения путем его уточнения.

1. Постановка задачи

Как известно, акустическое поле можно рассматривать как совокупность упругих волн [2,3]. Теорией акустических волн занимается линейная и нелинейная акустика. Волновой процесс называется линейным, если свойства среды не зависят от интенсивности волны [4]. Описываемая в статье задача решается в рамках линейной теории. Линейные волны не влияют на прохождение других волн, то есть волны распространяются независимо друг от друга без каких-либо искажений. Приведенные в статье изополя как раз и иллюстрируют независимость двух колебательных процессов, возникающих в газовой среде в результате воздействия двух пульсирующих синфазных источников волн. Распространяющиеся в начальный момент времени круги волнового фронта (до столкновения со стенками рассматриваемой области расходятся абсолютно подобным образом от обоих источников, никак не влияя друг на друга; одна волна проходит через другую, однако, и в этом случае наблюдается интерференционная картина, заключающаяся в усилении и ослаблении амплитуд волны в различных точках области в разные моменты времени. Значительно более сложным явлением является распространение нелинейных волн, при этом в среде под воздействием волны происходит изменение свойств самой среды, а это, в свою очередь, меняет свойства волны. В частности, проблеме распространения нелинейных волн посвящена работа [4].

1.1. Основные соотношения, описывающие распространение линейных волн в газовой среде

Распространение волны можно характеризовать непрерывным распределением в среде давлением, скорости частиц и плотности, а также функцией распределения температуры. С течением времени происходит изменение составляющих волнового поля, связь между величинами, характеризующими упругую волну выражается дифференциальными уравнениями в частных производных с независимыми переменными—временем и координатами. В механике жидкости и газа полная система уравнений, описывающих состояние системы, состоит из уравнений движения, уравнений непрерывности и уравнения состояния среды. Для однозначного определения величин, характеризующих процесс распространения волны в газовой среде помимо самих дифференциальных уравнений необходимо задать начально-краевые условия, выражающие начальное состояние среды в исходный момент времени и известные краевые условия, заключающиеся, например, в наличии некоторых препятствий,

возникающих на пути распространения волны (абсолютно жесткие, абсолютно мягкие и другие типы стенок).

Как известно [2,3], в случае распространения волн в жидкостях и газах наблюдаются только продольные волны, сдвиговые волны отсутствуют. Это связано с тем, что твердые тела, в отличие от газов и жидкостей обладают упругостью не только объема, но и формы, поэтому есть важные различия в акустическом поведении твердых тел и жидкостей и газов. В процессе распространения волны в жидкости или газе происходит изменение давления и плотности среды в различные моменты времени, обозначим $p = p_0 + p_a$ -мгновенное давление отдельных точек среды, где p_0 -давление в невозмущенной среде, p_a - давление от развития волнового процесса, $\rho = \rho_0 + \rho_a$, где ρ_0 -плотность невозмущённой среды, ρ_a -плотность среды с учетом развития волнового процесса. В рамках линейной акустики предполагается $p_a << p_0$, $\rho_a << \rho_0$.

Основными уравнениями акустического поля [5] в случае отсутствия источников является уравнение движения частиц сплошной среды (уравнение Ньютона):

$$\frac{\partial \overline{V}}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} grad\left(p_a\right) = 0, \tag{1}$$

где $\overline{V}$ - вектор скорости отдельных точек среды, t-время, ρ_0 -плотность среды в невозмущенном состоянии, p_a-изменение (возмущение) давление, связанное с волновым процессом.

Уравнение непрерывности, выражающий закон сохранения массы вещества:

$$\frac{\partial p_a}{\partial t} + \rho_0 div\overline{V} = 0, \tag{2}$$

где p_a -изменение плотности, связанное с развитием волнового процесса, ρ_0 - плотность среды в невозмущенном состоянии, $\overline{V}$ -вектор скорости.

Уравнение состояния [5], выражающий связь между плотностью и давлением:

$$p_a = K\frac{\rho_a}{\rho_0}, \tag{3}$$

где K -модуль объемной упругости.

Опуская промежуточные выкладки и считая, что колебательный процесс в жидкости или газе представляет собой весьма малые колебания $p_a << p_0$, $\rho_a << \rho_0$., тогда вектор скорости можно принять пропорциональным градиенту некоторой скалярной функции $\varphi(x,y,t)$, зависящей от пространственных координат точек области и времени [5]:

$$\overline{V} = \frac{1}{\rho} grad\varphi(x,y,t), \tag{4}$$

Приведем волновое уравнение для потенциала, описывающему волновой процесс в случае рассмотрения идеальной жидкости или газа:

$$\frac{\partial^2 \varphi(x,y,t)}{\partial t^2} + c^2 \Delta\varphi(x,y,t) = 0, \tag{5}$$

где c - скорость распространения волны в жидкости или газе, а Δ-оператор Лапласа, который в декартовой системе координат имеет вид: $\frac{\partial^2 \varphi(x,y,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi(x,y,t)}{\partial y^2}$ - для двухмерной области.

Далее на основе вычисленного потенциала в каждый момент времени возможно вычислить компоненты вектора скорости и величины давления и плотности в каждой точке рассматриваемой области в различные моменты времени.

В статье рассмотрим квадратную область, границы которой расположены вдоль соответствующих координатных осей, на Рис.1 приводится внешний вид области и расположение двух источников колебаний, размещенных симметрично относительно оси симметрии области вдоль оси Y, но несимметрично относительно оси симметрии области параллельной оси X. Такое расположение источников выбрано не случайно и позволяет получить более интересную интерференционную картину, волна от центрального источника достигает границ области позже по сравнению с источником расположенным ближе к границе. Амплитуды колебаний источников одинаковы, фазы колебаний совпадают.

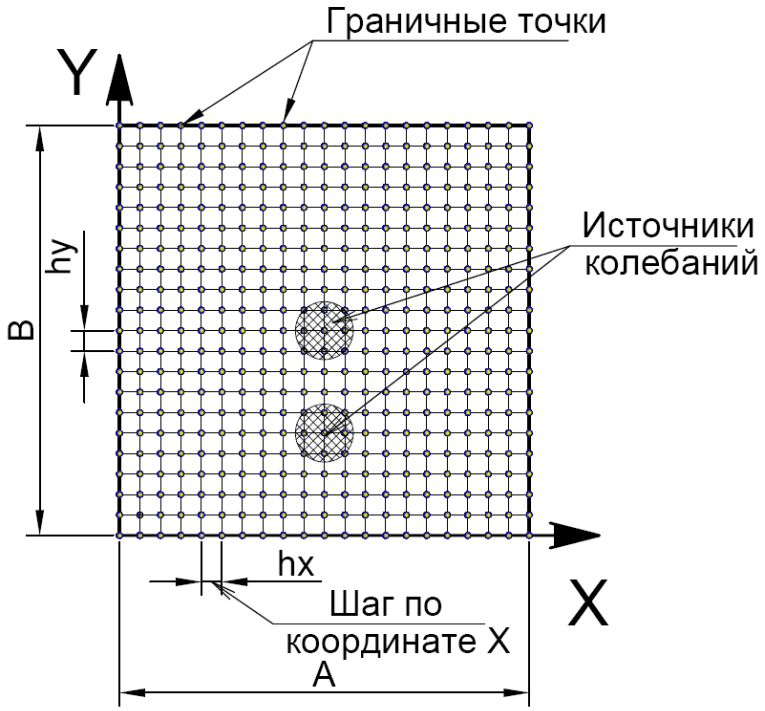


Рис. 1. Квадратная расчетная область в декартовой системе координат со схематично нанесенной конечно-разностной сеткой и изображенными источниками колебаний (A=B)

1.2. Граничные и начальные условия

Если на пути распространения волнового процесса встречаются некоторые неоднородности среды, либо граница рассматриваемой области, свойства которой отличаются от свойств среды, в которой волна распространялась первоначально, то наблюдается целый ряд эффектов, характерных для волнового движения: происходит частичное или полное отражение волны от границы раздела двух сред, часть волны может пройти во вторую среду. Известными являются закон отражения волн, который для однородных сред выражается в равенстве углов падения и отражения волны от границы раздела. Для акустических волн возможно наблюдение эффекта расщепления волны при отражении, когда часть волнового луча отражается под другим углом [2,4].

В статье рассматриваются простейшие типы граничных идеальных условий: условие первого типа-равенство нулю перпендикулярной к границе рассматриваемой области составляющей скорости, а второе, несколько более жесткое условие, характеризует равенство нулю как нормальной, так и тангенциальной составляющей скоростей в точках контакта с границей области. Первое краевое условие в большей

степени описывает поведение среды, которая не "прилипает" к стенкам-границам области. Второе условие характеризует уже образование некоторого "пристеночного" слоя среды, где движение среды полностью заторможено за счет явления прилипания к стенкам области.

В первом случае, когда только нормальная составляющая скорости равна нулю, граничные условия имеют вид:

а) для границ параллельных оси X: $\left.\frac{\partial\varphi(x,y,t)}{\partial y}\right|_{y=0} = \left.\frac{\partial\varphi(x,y,t)}{\partial y}\right|_{y=B} = 0$,

б) для границ, параллельных оси Y: $\left.\frac{\partial\varphi(x,y,t)}{\partial x}\right|_{x=0} = \left.\frac{\partial\varphi(x,y,t)}{\partial x}\right|_{x=A} = 0$.

Во втором случае, когда не только нормальная, но и касательная составляющие скорости в приграничных точках равны нулю; граничные условия в этом случае имеют вид: $\left.\frac{\partial\varphi(x,y,t)}{\partial x}\right|_{x,y\in\partial\Omega} = \left.\frac{\partial\varphi(x,y,t)}{\partial y}\right|_{x,y\in\partial\Omega} = 0$, где $\partial\Omega$ -граница рассматриваемой области.

В качестве начальных условий примем, что среда до начала волнового процесса находилась в невозмущенном состоянии, то есть как сам потенциал поля $\varphi(x,y,t)=0$, так и $\frac{\partial\varphi(x,y,t)}{\partial t}=0$, то есть на первых временных слоях скорости точек газовой среды были равны нулю во всех точках расчетной области. В течении непродолжительного момента времени ~0.007 сек источники оказывают воздействие на рассматриваемый фрагмент области, вызывая колебания по синусоидальному закону с частотой 300 Гц. Далее процесс распространения волн происходит уже без явного влияния со стороны источников.

2. Метод Эйлера и метод «предиктор-корректор»

Метод Эйлера -- простейший представитель численных методов для решения задачи Коши [6]. Для его применения к непрерывному уравнению (5) выполним замену входящих в него вторых производных известными соотношениями конечных разностей. Применительно к рассматриваемой задаче основная итерационная формула метода будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned}&\varphi[i,j,k+2] = 2\varphi[i,j,k+1] - \varphi[i,j,k] + \\ &+ c^2 h_t\left(\frac{\varphi[i+2,j,k]+2\varphi[i+1,j,k]+\varphi[i,j,k]}{h_x^2} + \right. \\ &\left. + \frac{\varphi[i,j+2,k]+2\varphi[i,j+1,k]+\varphi[i,j,k]}{h_y^2}\right),\end{aligned} \tag{6}$$

где i, j – индексы, характеризующие пространственное расположение точки; k – индекс, характеризующий временной слой для прямых методов вычисление на последующих временных слоях явно зависят только от величин на предыдущих временных слоях; h_x, h_y – шаги по пространственным координатам; h_t – шаг по времени; c – скорость волны в жидкости или газе.

При применении данного простого алгоритма необходимо следить за соблюдением выполнения условия Куранта-Фридрихса-Леви, накладывающего ограничения на шаг интегрирования по времени, физический смысл которого заключается в том, что за один

временной шаг частица газовой среды не должна продвинуться больше, чем на один пространственный шаг.

Помимо данного простейшего алгоритма несколько более сложным является применения метода Эйлера с пересчетом (метод типа "предиктор-корректор") [1,7,8]. При его реализации на первом шаге вычисляются значения по методу Эйлера, а затем происходит уточнение "корректировка". Окончательно последовательность формул метода "предиктор-корректор" применительно к рассматриваемой задаче будет иметь вид:

«предиктор»:

$$\begin{cases} \tilde{\varphi}[i,j,k+1] = \varphi[i,j,k] + h_t \alpha[i,j,k] \\ \tilde{\alpha}[i,j,k+1] = \alpha[i,j,k+1] + c^2 h_t \left(\dfrac{\varphi[i+2,j,k] + 2\varphi[i+1,j,k] + \varphi[i,j,k]}{h_x^2} + \right. \\ \left. + \dfrac{\varphi[i,j+2,k] + 2\varphi[i,j+1,k] + \varphi[i,j,k]}{h_y^2} \right) \end{cases} \quad (7)$$

«корректор»:

$$\begin{cases} \varphi[i,j,k+1] = \varphi[i,j,k] + \dfrac{h_t}{2}\{\alpha[i,j,k] + \tilde{\alpha}[i,j,k+1]\} \\ \alpha[i,j,k+1] = \alpha[i,j,k+1] + \\ + \dfrac{c^2 h_t}{2} \left(\dfrac{\varphi[i+2,j,k] + 2\varphi[i+1,j,k] + \varphi[i,j,k]}{h_x^2} + \right. \\ \left. + \dfrac{\varphi[i,j+2,k] + 2\varphi[i,j+1,k] + \varphi[i,j,k]}{h_y^2} \right) + \\ \dfrac{c^2 h_t}{2} \left(\dfrac{\tilde{\varphi}[i+2,j,k+1] + 2\tilde{\varphi}[i+1,j,k+1] + \tilde{\varphi}[i,j,k+1]}{h_x^2} + \right. \\ \left. + \dfrac{\tilde{\varphi}[i,j+2,k+1] + 2\tilde{\varphi}[i,j+1,k+1] + \tilde{\varphi}[i,j,k+1]}{h_y^2} \right), \end{cases} \quad (8)$$

где введенная величина $\alpha(x,y,t) = \dfrac{\partial \varphi(x,y,t)}{\partial t}$ вводится для сведения исходного уравнения второго порядка к системе уравнений первого порядка и последующему применению к ней стандартной процедуры метода "предиктор-корректор".

В ряде курсов численных методов [1] доказывается, что метод Эйлера является методом первого порядка точности, в то время как метод Эйлера с пересчетом (метод типа "предиктор-корректор" обладает уже вторым порядком точности), однако, как следует из формул (7,8) требует значительно большего числа вычислений на каждом временном шаге.

3. Результаты решения плоской задачи распространения волн в ограниченной области

В качестве результатов решения получены изополя потенциала акустического поля $\varphi(x,y,t)$ в различное время во всех точках рассматриваемой области. Из полученных

графиков видно, что начавшийся колебательный процесс достигает стенок рассматриваемой области, отражается от них, претерпевает взаимное усиление и уменьшение в отдельных точках рассматриваемой области. Далее, на основе полученных изополей потенциала легко могут быть получены как изополя компонент вектора скорости, так и изополя давления и плотности во всех точках рассматриваемой области в любой момент времени. Приведенные в предыдущем пункте расчетные формулы метода Эйлера и метода Эйлера с пересчетом (метод "предиктор-корректор") являются не совсем идентичными с точки зрения затрат ресурсов компьютера. В частности, метод Эйлера требует хранить информацию о искомом векторе потенциала только на трех временных слоях: на текущем и двух предшествующих, в то время как метод "предиктор-корректор" приводит к необходимости хранения на каждом шаге вычислительного процесса не только значений самого потенциала $\varphi(x,y,t)$ на двух временных слоях, но также и $\alpha(x,y,t)$ – величины равной его производной по времени для каждой из точек рассматриваемой области также на двух временных слоях, то есть метод "предиктор-корректор" более требователен (~1,3 раза) к памяти, обладая при этом более высокой точностью решения. Наибольшее значение точность решения волновых задач на каждом временном шаге имеет для получения решений на временных слоях, значительно удаленных от первоначального стартового момента времени, это связано с постепенным накоплением ошибок в процессе реализации вычислений. Однако увеличение требований предъявляемых к объему хранимых на каждом шаге данных позволяет повысить точность решения (~2 раза).

При расчетах использованы следующие численные значения шагов по координатам: $h_x = h_y = 0{,}1$ м., размеры области 200x200 точек, шаг по времени принят $h_t = 0{,}0001$ сек. Скорость распространения волны принята $c = 343{,}0$ м/с.

На Рис.2 – Рис.4 приводятся некоторые характерные изополя и графики решений, полученные при использовании метода Эйлера, а на Рис.5 – Рис.7 приводятся изополя решений, полученные с использованием метода "предиктор-корректор" при различных типах граничных условий. Из полученных графиков решения видно, что в случае граничных условий первого из рассматриваемых видов, то есть при равенстве нулю только нормальной к границе составляющей вектора (абсолютно упругая стенка) скорости значение потенциала на границе рассматриваемой области не равно нулю, в то время как при граничных условиях второго типа на границах области значение потенциала одинаково во всех точках границы.

Приведенные на Рис.2-4 и Рис.5-7 изополя и графики потенциала иллюстрируют качественное подобие получаемых результатов, однако, решения, полученные методом «предиктор-корректор» обладают свойством некоторого запаздывания, по сравнению с решением, полученным методом Эйлера, а также более быстро затухают с течением времени.

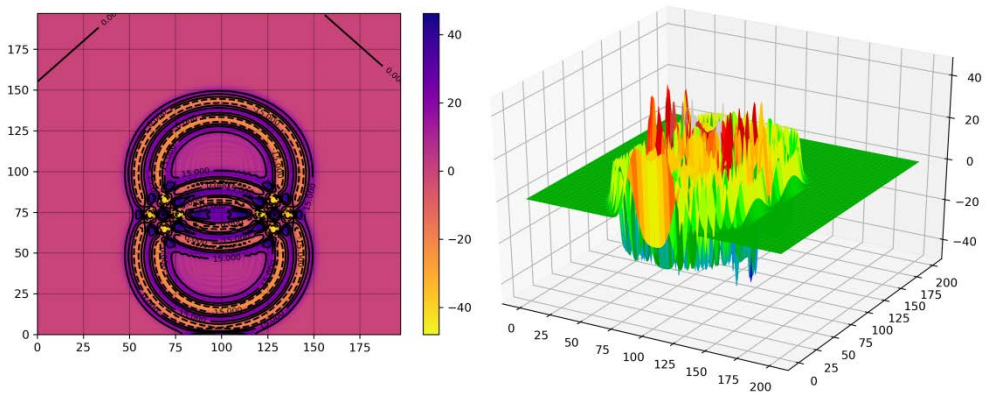


Рис. 2. Изополе и график функции потенциала $\varphi(x,y,t)$ в момент времени $t = 0{,}015$ сек.

Волна еще не достигла границ области; использован метод Эйлера.

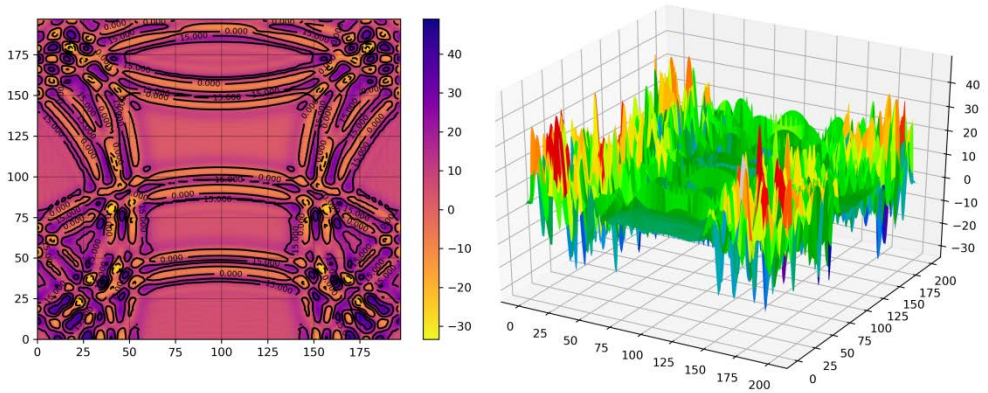


Рис. 3. Изополе и график функции потенциала $\varphi(x, y, t)$ в момент времени $t = 0{,}047$ сек. Волна достигла границ области; использован метод Эйлера, абсолютно упругие стенки

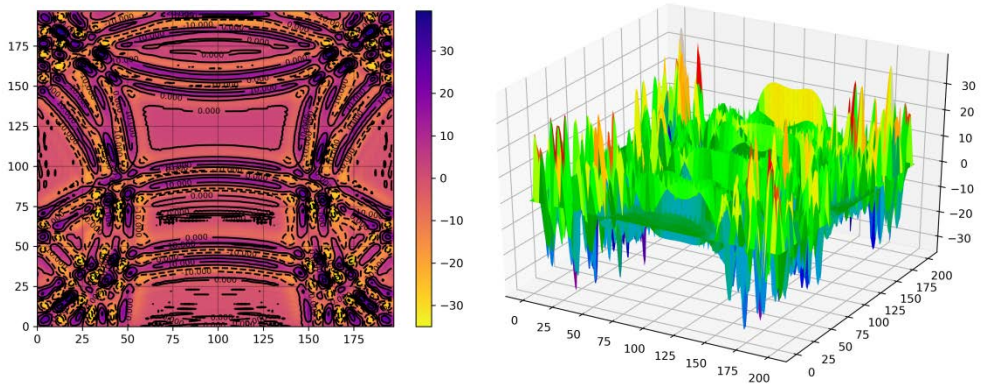


Рис. 4. Изополе и график функции потенциала $\varphi(x, y, t)$ в момент времени $t = 0{,}047$ сек. Волна достигла границ области; использован метод Эйлера, условие полного прилипания к стенкам прилегающего слоя

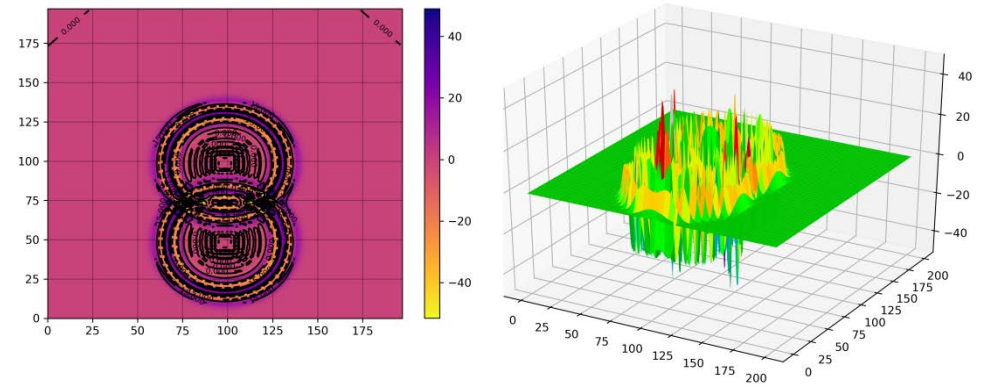


Рис. 5. Изополе и график функции потенциала $\varphi(x, y, t)$ в момент времени $t = 0{,}015$ сек. Волна еще не достигла границ области; использован метод «предиктор-корректор».

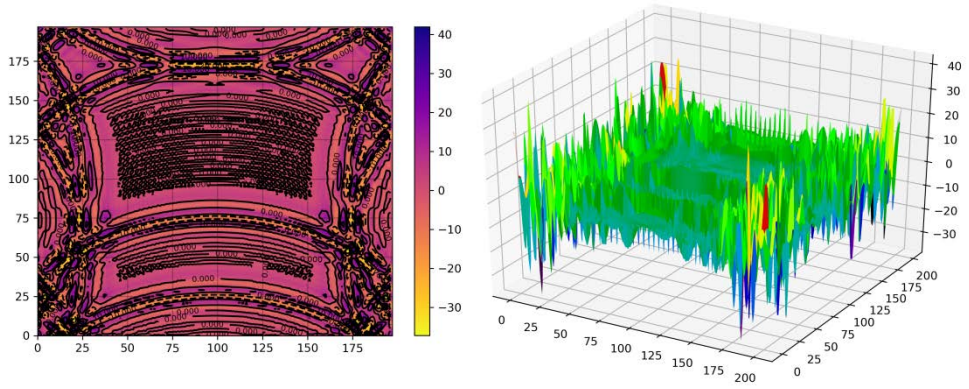


Рис. 6. Изополе и график функции потенциала $\varphi(x, y, t)$ в момент времени $t = 0{,}047$ сек. Волна достигла границ области; использован метод «предиктор-корректор», абсолютно упругие стенки

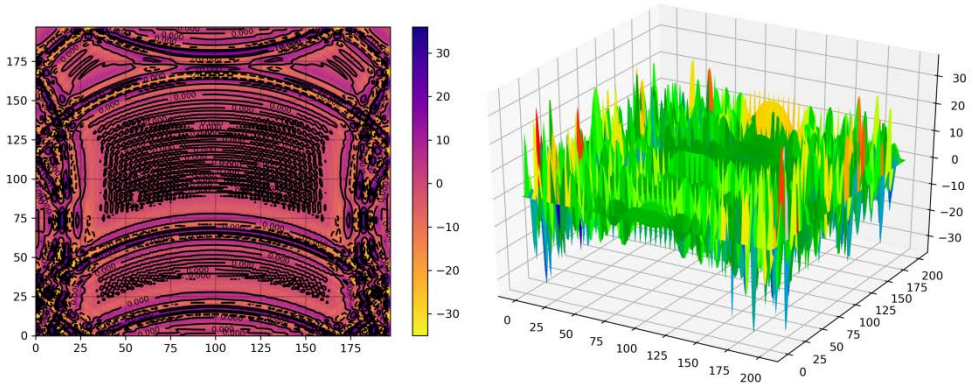


Рис. 7. Изополе и график функции потенциала $\varphi(x, y, t)$ в момент времени $t = 0{,}047$ сек. Волна достигла границ области; использован метод «предиктор-корректор», условие полного прилипания к стенкам прилегающего слоя

Заключение

Реализован алгоритм построения численного решения задачи распространения волн в газовой среде на ограниченной области.

Рассмотрено применение пошагового прямого итерационного метода Эйлера, а также метода типа "предикатор-корректор" для различных типов краевых условий. Полученные решения иллюстрируют образование отраженных волн при достижении волной границ области.

Реализация численных алгоритмов произведена на языке программирования Python, с использованием библиотеки matplotlib и NumPy, поддерживающих функции графического отображения массивов и функции быстрых матричных вычислений.

Список литературы

1. Формалев В.Ф, Ревизников Д.Л: Численные методы, ISBN 5-9221-0737-2,M: ФИЗМАТЛИТ, 2006.-400 с.

2. Brekhovskikh L..M: Waves in Layered Media. Waves in Layered Media. New York, London: Acad. Press. Publ.,1960. 561 p.

3. Brekhovskikh L..M, Yu.P.Lysanov: Fundamentals of ocean acoustics.3nd ed., updated and enlarged Berlin: Springer Velag, 2003, XIV, 278 p.

4. Гурбатов С.Н., Руденко О.В., Саичев А.И: Волны и структуры в нелинейных средах без дисперсии. Приложения к нелинейной акустике, ISBN 978-5-9221-1042-6, Москва, ФИЗМАТЛИТ, 2008, 496 p.

5. Красильников В.А., Крылов В.В.: Введение в физическую акустику, Москва: "Наука", 1984, 403 p.

6. Самарский А.А, Попов Ю.П. Разностные методы решения задач газовой динамики: Москва: "Наука", 1980, 424 p.

7. Завадский В.Ю.: Вычисление волновых полей в открытых областях и волноводах, Москва: "Наука", 1972, 558 p.

8. Завадский В.Ю.: Вычисление волновых полей в открытых областях и волноводах, Москва: "Наука", 1972, 558 p.

УДК 613.644
OECD 03.03

Квалиметрия средств индивидуальной защиты от авиационного шума

Поляков Н.М.[1]*, Богомолов А.В.[2], Солдатов С.К.[3]
[1] Начальник лаборатории, НИИЦ (авиационно-космической медицины и военной эргономики) ФГБУ «ЦНИИ ВВС» Минобороны России, г. Москва, Россия
[2] Профессор, НИИЦ (авиационно-космической медицины и военной эргономики) ФГБУ «ЦНИИ ВВС» Минобороны России, г. Москва, Россия
[3] Профессор, НИИЦ (авиационно-космической медицины и военной эргономики) ФГБУ «ЦНИИ ВВС» Минобороны России, г. Москва, Россия

Аннотация

Для оценки эргономичности средств индивидуальной защиты от авиационного шума использовался квалиметрический метод, при котором коэффициенты качества простых, сложных и комплексных эргономических свойств определялись расчетным путем, а коэффициенты весомости свойств и индивидуальные коэффициенты качества простых эргономических свойств – методом экспертного опроса.

Наиболее информативным показателем эффективности средств защиты инженерно-технического состава от авиационного шума явился коэффициент эргономичности, построенный на основе агрегации качественных и количественных свойств изделий и достоверно отражающий динамику показателей их качества вследствие эксплуатации.

Ключевые слова: средства защиты от шума, эргономические свойства.

Qualimetry of personal protective equipment against aircraft noise

Poliakov N.M.[1], Bogomolov A.V.[2], Soldatov S.K.[3]*
[1]Head of laboratory, Research Center of aerospace medicine and military ergonomics, Central research Institute of the air force, the Russian defense Ministry, Moscow
[2] Professor, Research Center of aerospace medicine and military ergonomics, Central research Institute of the air force, the Russian defense Ministry, Moscow
[3] Professor, Research Center of aerospace medicine and military ergonomics, Central research Institute of the air force, the Russian defense Ministry, Moscow

Abstract

To assess the ergonomics of personal protective equipment against aircraft noise, a qualimetric method was used, in which the quality coefficients of simple, complex and complex ergonomic properties were determined by calculation, and the weighting coefficients of properties and individual quality coefficients of simple ergonomic properties – by expert survey.

The most informative indicator of the effectiveness of means of protection of engineering and technical staff from aircraft noise was the coefficient of ergonomics, built on the basis of aggregation of qualitative and quantitative properties of products and reliably reflecting the dynamics of indicators of their quality due to operation.

***Key words**: noise protection, ergonomic properties.*

Введение

В настоящее времени в многочисленных исследованиях убедительно доказано неблагоприятное влияние интенсивного авиационного шума практически на все органы и системы организма [1,2]. Показана ведущая роль акустического фактора в развитии тугоухости и утомления у инженерно-технического состава (ИТС), что негативно отражается на безопасности полетов в целом [3].

Обоснованными являются в этой связи исследования по созданию средств защиты от шума для ИТС, которые интенсивно разрабатывались в последние годы [3,4]. Несмотря на заметные достижения в этой области, современные средства защиты (СЗ) от авиационного шума все еще значительно отстают от зарубежных аналогов по техническому уровню в целом и по их эргономичности в частности, что создает дополнительные риски для снижения качества деятельности ИТС и приводит к несистематическому их применению.

Поэтому важной практической задачей при обосновании и разработке требований к средствам защиты от шума является активное формирование значимых эргономических свойств перспективных образцов [5,6].

В литературе единичные работы посвящены исследованию комплексных эргономических подходов к оценке средств защиты ИТС от шума. Все это подтверждает актуальность поставленной в работе задачи - оценить образцы шумозащитных средств для ИТС на соответствие требованиям по эргономическим показателям с помощью специальной квалиметрической методики.

1. Материал и методики

В 2010-2012 гг. НПО «Динафорс» были изготовлены опытные образцы мягкого шумозащитного шлема для ИТС (Рис.1), состоящего из двух слоев поролона (пенополиуретана) и натурального меха, в качестве внутренней выстилки, и наушников. В состав шумозащитного пакета чашек наушников включены материалы, обладающие градиентной пористостью и плотностью: виброфильтр - вибродемпфирующий материал с закрытопористой ячеистой структурой, и пенотерм - многослойная конструкция, состоящая из алюминиевой фольги и липкого полимерного слоя, защищенного антиадгезионной прокладкой.

Рис. 1. Шлем шумозащитный с наушниками
изготовитель – ЗАО «НПО «Динафорс»)

Последовательность оценки эргономичности шумозащитного шлема включала в себя:

– построение дерева эргономических свойств;

– определение коэффициентов весомости (важности) эргономических свойств;

– определение базовых, экстремальных и реальных эргономических показателей;

– определение показателей эргономичности (коэффициентов качества) простых, сложных, комплексных свойств и промышленного изделия в целом.

Для оценки эргономичности использовался квалиметрический метод [7], при котором коэффициенты качества простых, сложных и комплексных эргономических свойств определяются расчетным путем, а коэффициенты весомости свойств и индивидуальные коэффициенты качества простых (качественных) эргономических свойств – экспертным (методом экспертного опроса). В качестве критерия оценки эргономичности использовали относительный показатель, определяющий степень соответствия оцениваемого эргономического свойства (промышленного изделия) предъявляемым эргономическим требованиям и названный показателем эргономичности (для простых свойств – коэффициентом качества).

Показатель эргономичности (коэффициент качества) изменяется от нуля до единицы. Равенство показателя нулю означает, что свойство вообще не удовлетворяет требованиям или отсутствует в данном промышленном изделии. Равенство показателя единице означает, что свойство полностью удовлетворяет предъявленным требованиям и «лучше быть не может». Для проведения экспертного опроса была создана экспертная группа (группа экспертов), которая решала следующие задачи: выработка окончательного состава дерева эргономических свойств; определение значений индивидуальных коэффициентов весомости эргономических свойств и их согласование; определение значений индивидуальных коэффициентов качества простых (квазипростых) эргономических свойств и их согласование; согласование значений базовых показателей отдельных эргономических свойств.

Экспертная оценка весомости свойств обозначалась в баллах. В каждой индивидуальной анкете наивысшему по значимости (по мнению эксперта) свойству присваивается 100 баллов, всем остальным – меньшее число баллов в зависимости от снижения их значимости (весомости, важности).

2. Результаты экспертизы шумозащитного шлема

По результатам проведенных исследований была разработано дерево эргономических свойств СЗ от шума, определена их эргономичность в процессе использования (ношения) путем получения объективных и субъективных (анкетных) данных. Эргономичность включала в себя (рис. 2):

- психофизиологический статус испытателей в процессе применения шумозащитных шлемов;
- эксплуатационные характеристики шумозащитных шлемов;
- физиолого-гигиенические характеристики шумозащитных шлемов.
- частные эргономические свойства блоков представлены на рис. 3-5.

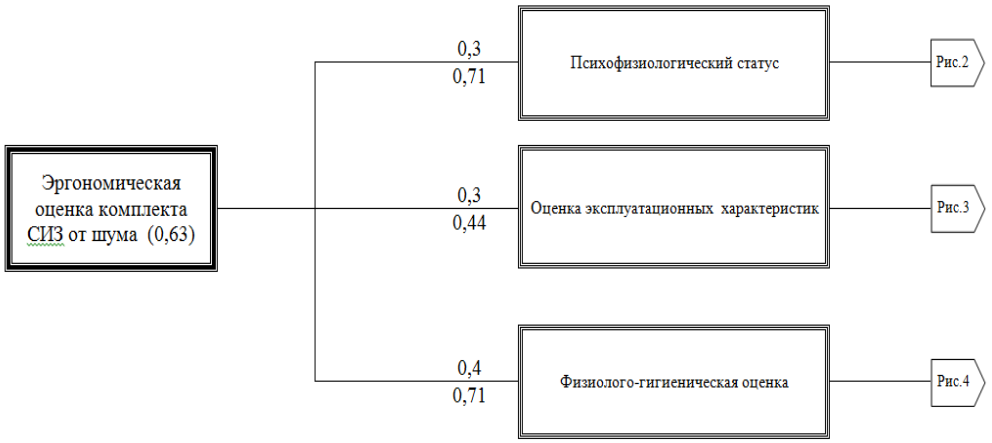


Рис. 2. Структура и вес оценок компонентов интегрального показателя «Эргономическая оценка комплекта СИЗ от шума»

Примечание: верхняя цифра – весомость (важность) показателя, нижняя цифра – показатель эргономичности

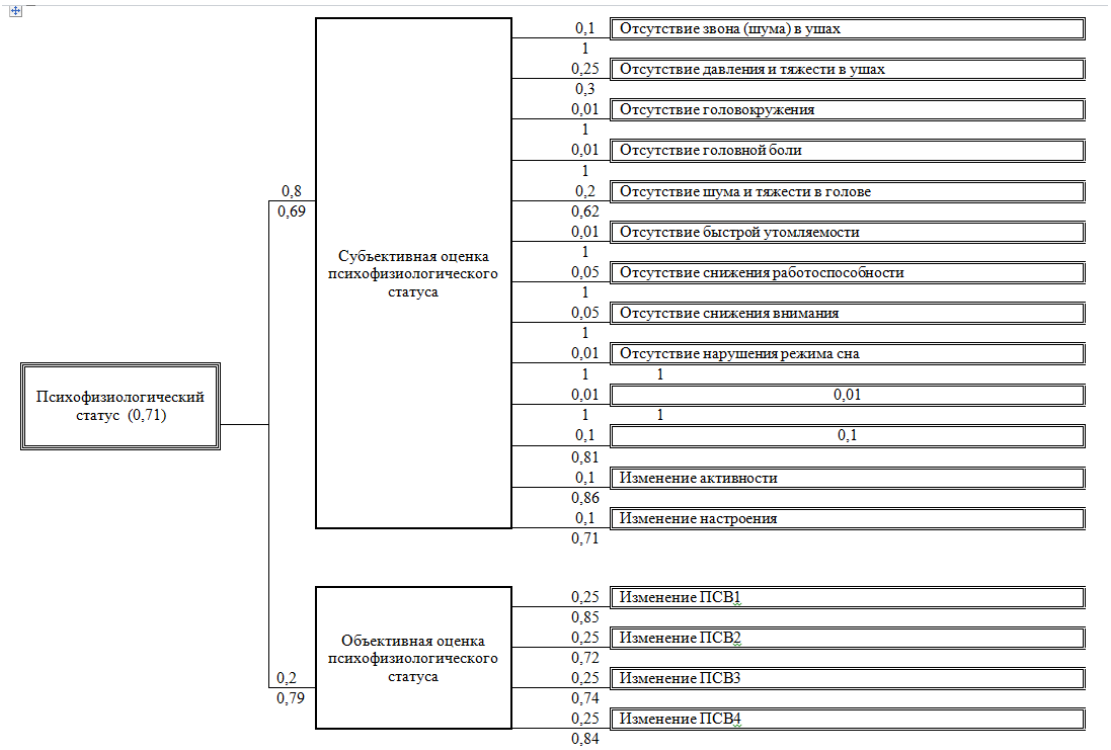


Рис. 3. Структура и вес оценок компонентов интегрального показателя «Психофизиологический статус»

Примечание: см. рис.2

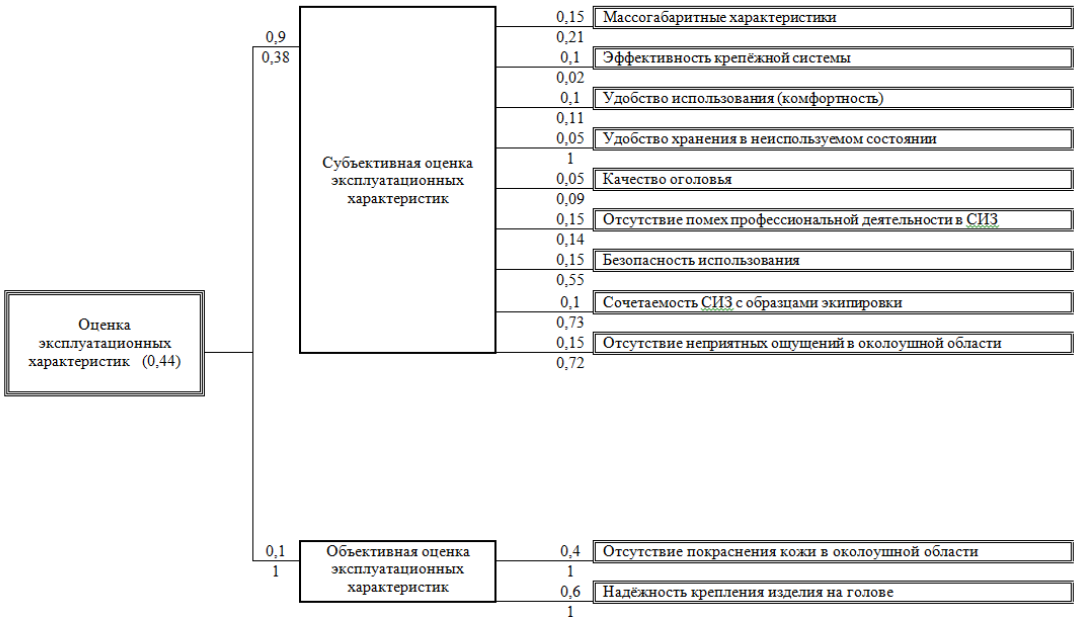


Рис. 4. Структур и вес оценок компонентов интегрального показателя «Оценка эксплуатационных характеристик»

Примечание: см. рис.2

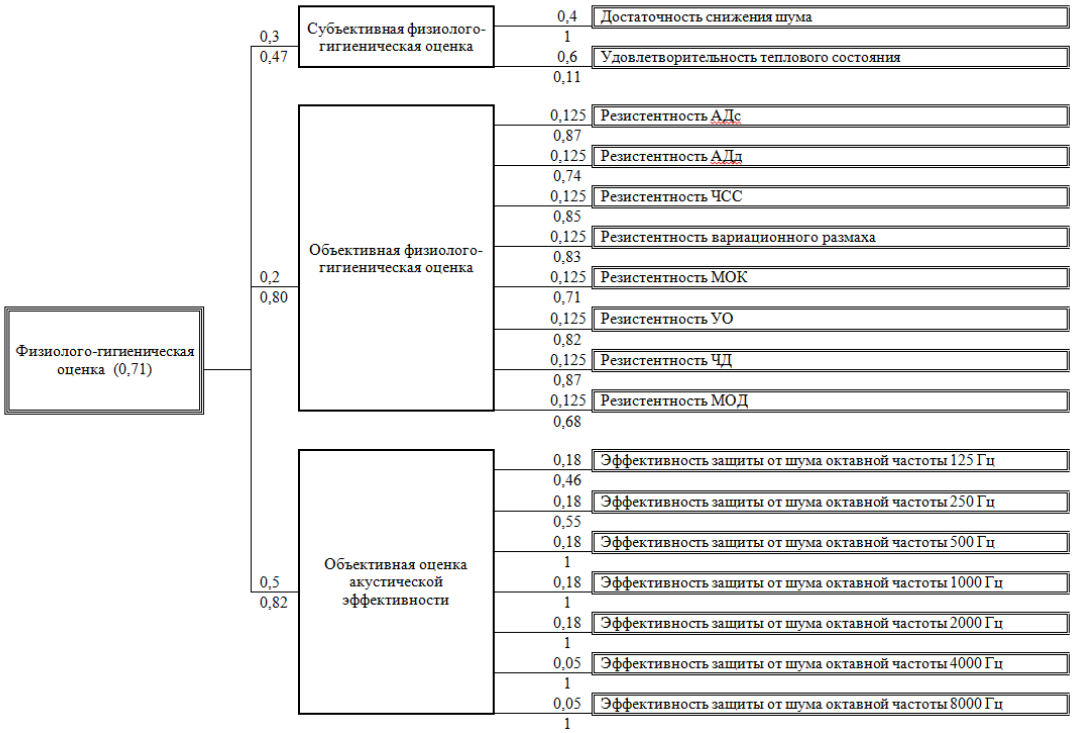


Рис. 5. Структура и вес оценок компонентов интегрального показателя «Физиолого-гигиеническая оценка»

Примечание: см. рис.2

Как видно на схеме, общая эргономическая оценка изделия по результатам расчетов составила 0,63, что согласно общей шкале оценки соответствует «удовлетворительному» уровню. Наиболее значимыми отклонениями в субъективном *психофизиологическом статусе* явились:

– жалобы на избыточное давление на околоушную область и дискомфорт уха внутри чашки у 71 % ИТС, использующих шлемы;

– 45 % опрошенных указали на тяжесть в голове из-за избыточного давления на околоушную область;

– у 22-28 % отмечены изменения самочувствия, активности и настроения в процессе ношения изделий.

Объективные показатели психофизиологического статуса (оценены по тесту на умственную работоспособность) существенно не изменялись при эксплуатации СЗ.

Эксплуатационные характеристики для шлемов изменялись в диапазоне от 0,39 до 0,49. Наибольший вклад в «отрицательное» отношение к СИЗ внесли следующие субъективные показатели:

– массогабаритные характеристики шлемов. В среднем 82 % опрошенных указали на избыточность массы шлемов.

– эффективность крепежной системы изделий (подбородочного ремня шлема, ларингофонов и т.д.). 98 % ИТС высказали отрицательное отношение к крепежной системе шлемов из состава;

– удобство использования (комфортность) изделий из-за избыточного давления на околоушную область. 91 % ИТС отметили не комфортность шлемов;

– качество оголовья шлемов оценено 88 % респондентов как не нормальное (недостаточность амплитуды регулировочного механизма);

– на помехи профессиональной деятельности в процессе обслуживания воздушных судов указали 81 % ИТС, работающих в шлемах (избыточные габариты шлема мешают при техническом обслуживании воздушных судов);

– в среднем 53 % использующих шлем указали на неудовлетворительную безопасность их применения;

– 16 % использующих шлемы указали на неудовлетворительную сочетаемость СИЗ с образцами экипировки.

Объективные оценки эксплуатационных характеристик оказывали меньшее влияние на общую оценку:

– на неприятные ощущения в околоушной области указали 33 % ИТС использующих шлемы;

– у 14 % ИТС выявлено покраснение кожи в околоушной области после 2-х часов эксплуатации.

Физиолого-гигиеническая оценка, как наиболее значимая в общей структуре компонентов показателя «Эргономическая оценка комплекта СИЗ от шума», была равна 0,71. По субъективной физиолого-гигиенической оценке:

– 100 % ИТС отметили, что степень снижения шума образцами СИЗ является достаточной для соответствующих условий профессиональной деятельности;

– у 87 % ИТС при эксплуатации шлемов возникало дискомфортное тепловое состояние (ощущение холода в области лба, шеи сзади и спереди) ввиду конструктивных недостатков шлемов (плохое прикрытие шеи сзади и в области лобной части головы, некачественная подгонка шлема - «неполное одевание» ввиду несоответствия типо-размера шлема реальному размеру головы).

Объективная физиолого-гигиеническая оценка изделий показала, что у большинства испытателей не наблюдалось неблагоприятных изменений показателей (резистентность АДс, АДд, ЧСС, вариационного размаха, МОК, УО, ЧД, МОД) после летной смены. Объективные показатели физиолого-гигиеничности изменялись в диапазонах 0,78-0,8 – «отличный» уровень.

В ходе проведения эргономической экспертизы доработанных шумозащитных шлемов были получены следующие результаты. *Общая эргономическая оценка* шлема составила 0,86 («отлично»). В первоначальном варианте СИЗ оценка была 0,63 («удовлетворительно»).

Произошла нормализация показателей субъективного *психофизиологического статуса:*

– за счет ослабления силы прижатия наушников к голове практически исчезли жалобы на избыточное давление на околоушную область и дискомфорт уха внутри чашки. В среднем только у 4 % ИТС, работающих в наушниках и шлеме отмечался дискомфорт уха внутри чашки;

– исчезли симптомы ощущения тяжести в голове из-за избыточного давления на околоушную область.

Изменения самочувствия, активности и настроения в процессе ношения изделий остались на прежнем уровне.

Эксплуатационные характеристики для наушников и шлемов также улучшились. Наибольший вклад в положительную динамику внесли следующие субъективные показатели:

– массогабаритные характеристики шлемов. Только 10-12 % респондентов считают габариты (объем) шлема и наушников избыточным (раньше – 82 %);

– эффективность крепежной системы изделий (подбородочного ремня шлема, ларингофонов и т.д.). По предварительным данным 98 % ИТС высказали отрицательное отношение к крепежной системе шлемов. После устранения недостатков (ликвидирована подвижность застежки для подбородочного ремня) только 3 % опрошенных отметили необходимость изменений в крепеже;

– удобство использования (комфортность) изделий из-за избыточного давления на околоушную область. 5 % испытывали дискомфорт при длительном ношении шлемов;

– качество оголовья шлемов оценено 88 % респондентов как не нормальное (недостаточность амплитуды регулировочного механизма). Данный показатель не изменился, т.к. конструктивно не были устранены недостатки производителем;

– практически отсутствовали жалобы у ИТС, работающих в шлемах, на помехи в профессиональной деятельности (избыточные габариты шлема мешают при техническом обслуживании воздушных судов);

– 100 % использующих шлем указали на удовлетворительную безопасность их применения;

– 5 % использующих шлемы указали на неудовлетворительную сочетаемость СИЗ с образцами экипировки. Предлагается изменить цвет чашки на более светлые тона, а цвет шлема на темно-синий или черный. Установлена хорошая сочетаемость наушников с летним головным убором ИТС (беретом).

По объективным оценкам эксплуатационных характеристик - отсутствовали неприятные ощущения в околоушной области у ИТС, использующих шлемы, не выявлено покраснения кожи в околоушной области после 2-х часов эксплуатации.

Физиолого-гигиеническая оценка, как наиболее значимая в общей структуре компонентов показателя «Эргономическая оценка комплекта СИЗ от шума», была равна 0,98.

Субъективная физиолого-гигиеническая оценка:

– 100 % ИТС отметили, что степень снижения шума образцами СИЗ является достаточной для соответствующих условий профессиональной деятельности;

– 98 % ИТС при эксплуатации модернизированных шлемов отметили нормализацию теплового состояния: исчезло ощущение холода в области лба, шеи сзади

и спереди, подгонка шлема осуществляется легче ввиду «полного одевания» вследствие удаления одного слоя поролона из оболочки шлема и закрытия шеи пелериной.

Заключение

Предложенные количественные показатели эргономических свойств СЗ инженерно-технического состава от авиационного шума, отражающие зависимость качества изделий от акустических, эксплуатационных характеристик материалов, динамики психофизиологического статуса организма работающих, физиолого-гигиенических характеристик, показали свою достоверность и могут использоваться для оценки существующих и перспективных изделий шумозащиты на всех этапах жизненного цикла СЗ.

Список литературы

1. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Прокопенко Л.В. Человек и шум. М.:Геотар-Мед, 2001. - 384 с.

2. Солдатов С.К., Бухтияров И.В., Зинкин В.Н. и др. Профессионально обусловленная заболеваемость авиационных специалистов // Мед. труда. 2010. № 9. С. 35-40.

3. Крылов Ю.В. Авиационные шумы // Справочник авиационного врача / Под общей ред. Бугрова С.А., Васильева П.В., Пономаренко В.А., Токарева В.Ф. – М.: Воздушный транспорт, 1992. - С. 165-188.

4. Солдатов С.К., Чуманов Ю.А., Харитонов В.В., Абрамов С.П. Средства индивидуальной защиты инженерно-технического состава, обеспечивающего полеты, от авиационного шума и воздушной вибрации // Проблемы безопасности полетов. – 2013, № 4. - С. 39-46.

5. Руководство по эргономическому обеспечению разработки техники. Часть 1. Общие эргономические требования. – М.: ВНИИТЭ, 1979. – 260 с.

6. Основы экологии и эргономики в авиации. Том 1. / Под ред. Л.Л. Хунданова, Г.П. Ступакова. – М.: ВПК, 1997. – 194 с.

7. Городецкий И.Г., Турзин П.С., Найченко М.В., Поляков М.В. Практикум по основам эргономики / Под ред А.П.Петрова. – М.:Изд-во МАТИ, 2001. – 152 с.

УДК 621.431.75
OECD 621.431.75

Имитационная модель системы устранения помпажных вибраций в авиадвигателе

Соловьев С.И.[1*], Акопов В.С.[2],
[1]Магистрант, Санкт-Петербургского Государственного Университета Аэрокосмического Приборостроения, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Санкт-Петербургского Государственного Университета Аэрокосмического Приборостроения, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Рассматривается низкочастотная вибрация газотурбинного двигателя, называемая в авиации помпажем. Из многих факторов, сопровождающих помпажные вибрации, в работе рассматривается система анализа и устранения неоправданных скачков температуры за турбиной турбореактивного авиадвигателя. Предлагается управление частотой вращения ротора авиадвигателя. Разработана и предложена имитационная модель устранения помпажных вибраций в газотурбинном авиадвигателе летательного аппарата. Приведены результаты имитационного моделирования, которые свидетельствуют о работоспособности предложенной имитационной модели системы устранения помпажных вибраций.

Ключевые слова: помпаж, авиадвигатель, система устранения вибраций, имитационная модель.

Simulation model of the system for elimination of surge vibrations in the aircraft engine

Solovev S.I.[1], Akopov V.S.[2]*
[1]Master, St. Petersburg state University of Aerospace Instrumentation, St. Petersburg, Russia
[2] PhD Tech., senior researcher, St. Petersburg state University of Aerospace Instrumentation, St. Petersburg, Russia

Abstract

Is considered low-frequency vibration in gas turbine engine aviation called pompazhem. Of the many factors that accompany the pompazhnye vibration in the work of the system analysis and eliminate unnecessary jumps in temperature behind the turbine turbojet aircraft engine. Proposed aircraft engine rotor rotation frequency control. A simulation model was developed and offered to eliminate vibration pompazhnyh gas turbine aircraft engine aircraft. Simulation results are presented which indicate the health of the proposed system simulation model of removing pompazhnyh vibrations.

Keywords*: surging, aviadvigatel, system eliminate vibration simulation model.*

Введение

Сильную низкочастотную вибрацию газотурбинного двигателя, возникающую, например, при срыве потока, в авиации называют явлением помпажа, это сложный и многофакторный процесс. Помимо этого, помпаж сопровождается повышением

температуры и падением тяги авиадвигателя. В итоге помпаж сопровождается не только ухудшением условий полета внутри самолета, он может привести к повреждению авиадвигателя, пожару и даже к катастрофическим последствиям.

1. Структурная схема системы

Известно, [1, 2] что повышение температуры за турбиной выше расчётных значений является одним из факторов, способствующих возникновению явления помпаж. В данной работе рассматривается система управления температурой за турбиной ТРД через управление частотой вращения ротора авиадвигателя.

На рисунках 1 и 2 представлены структурные схемы управления частотой вращения вала по оборотам и температуре соответственно. Вместе они образуют систему управления частотой вращения вала ТРД, структурная схема которой, приведена ниже на рисунке 3.

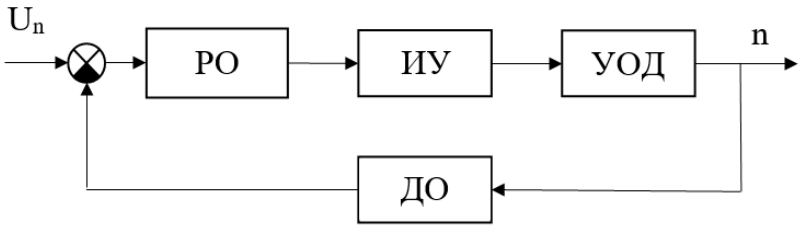


Рис. 1. Структурная схема управления частотой вращения авиадвигателя, где РО – регулятор оборотов, ИУ – исполнительное устройство, УОД – управление оборотами двигателя, ДО – датчик оборотов

Вместе с тем, нашей задачей является обеспечить работоспособность этой системы в условиях возникновения помпажных вибраций. В частности, в данной работе, как отмечалось выше, будет рассмотрена система стабилизации частоты вращения ТРД через поддержание требуемой температуры внутри ТРД, в условиях изменения температуры за турбиной (Т4).

Структурная схема системы, анализирующей изменение температуры, аналогичная той, что была приведена выше имеет вид, показанный на рисунке 4.

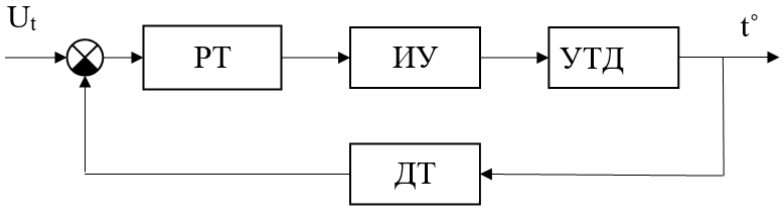


Рис. 2. Структурная схема управления по температуре, где РТ – регулятор температуры, ИУ – исполнительное устройство, УТД – управление температурой двигателя, ДТ – датчик температуры

Далее, совмещая эти системы, можно получить систему стабилизации частоты вращения вала, анализирующую изменение температуры в ТРД и реагирующую на эти изменения. Данная система приведена на рисунке 3.

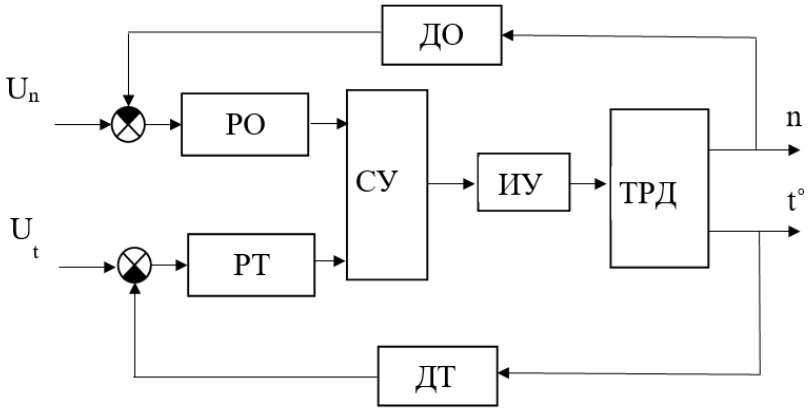


Рис. 3. Структурная схема стабилизации частоты вращения, анализирующая изменения температуры, где РО – регулятор оборотов, ИУ – исполнительное устройство, УОД – управление оборотами двигателя, ДО – датчик оборотов, РТ – регулятор температуры, ИУ – исполнительное устройство, УТД – управление температурой двигателя, ДТ – датчик температуры, СУ – сравнительное устройство

В состав системы включено сравнительное устройство, задачей которого является выбор системы, которой будет передано управление, в зависимости от температуры за турбиной ТРД в текущий момент времени. Устройство сравнивает сигнал управления по температуре с заранее заданным значением и, при его превышении, переключает управление с канала управления по оборотам двигателя на канал управления по температуре, для выведения двигателя на расчётный режим работы. Когда сигнал управления по температуре падает ниже заданного значения, управление возвращается каналу по оборотам. В дальнейшем мы смоделируем это устройство и посмотрим, насколько успешной будет реализация подобной системы.

Устранение скачка температуры в данной системе осуществляется путём коррекции задающего воздействия, поступающего на исполнительное устройство. Причём это регулирование возможно только при работе системы в режиме регулирования по каналу температуры. В режиме регулирования оборотов канал температуры отключается и не мешает работе системы.

2. Моделирование и исследование системы в MATLAB SIMULINK

Для моделирования исследуемой системы, необходимо сформулировать математическую модель её основных элементов.

1. Передаточная функция двигателя по каналу частоты вращения вала низкого давления имеет вид [2]

$$W_{n_{\text{НД}}}(s) = \frac{n_{\text{нд}}(s)}{G_{\text{т}}(s)} = k_{\text{нд}} \frac{(\tau s + 1)}{(T_{\text{нд}} s + 1)(T_{\text{вд}} s + 1)} = \frac{0.233s + 1}{0.152s^2 + 0.825s + 1} \quad (1)$$

2. Передаточная функция одновального ТРД по каналу температуры [2]

$$W_{\text{т}}(s) = \frac{n_{\text{вд}}(s)}{G_{\text{т}}(s)} = \frac{0.155s^2 + 0.8333s + 1}{0.156s^2 + 0.912s + 1} \quad (2)$$

3. Передаточная функции датчиков (датчик частоты вращения ДТЭ-1, термопара Т-80-Т) $n_{\text{вд}}$, $n_{\text{нд}}$, T [2].

$$W_{\text{двд}}(s) = 1/2000,$$
$$W_{\text{днд}}(s) = 1/2000,$$
$$W_{\text{дт}}(s) = 0.0033.$$

В соответствии с структурной схемой предлагаемой системы устранения помпажа, показанной на рисунке 3, предлагается имитационная модель этой системы, приведенная на рисунке [4]. В качестве регуляторов задающего воздействия, подающегося на исполнительное устройство, используются ПИД-регуляторы, коэффициенты которых были получены с помощью библиотеки Simulink Design Optimization, блока Signal Constraint.

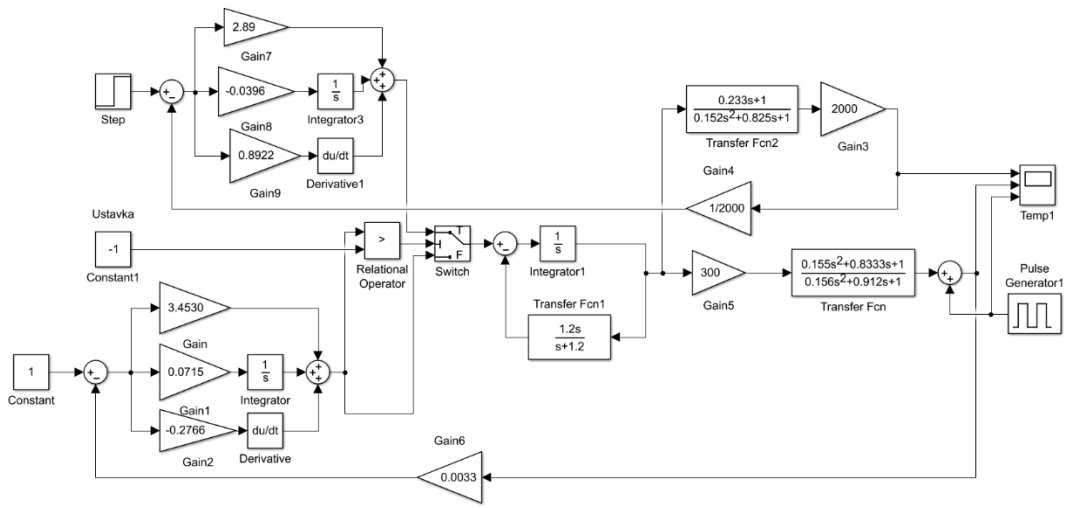


Рис. 4. Комбинированная система противодействия помпажным вибрациям

В структурную схему, для проверки её работоспособности, помещён генератор пульсаций (блок Pulse Generator1). Его задача состоит в том, чтобы вносить в работу системы возмущения по температуре и тем самым провоцировать переключение управления на канал температуры. На рисунке 5 показаны графики изменения оборотов и температуры двигателя, а также вносимые возмущения по температуре, соответственно. Параметры генератора пульсаций: амплитуда 150°, период 3 секунды.

На графиках видно, как корректируется заброс температуры, вносимый генератором пульсаций, из-за чего падают и обороты, что говорит о работоспособности полученной системы.

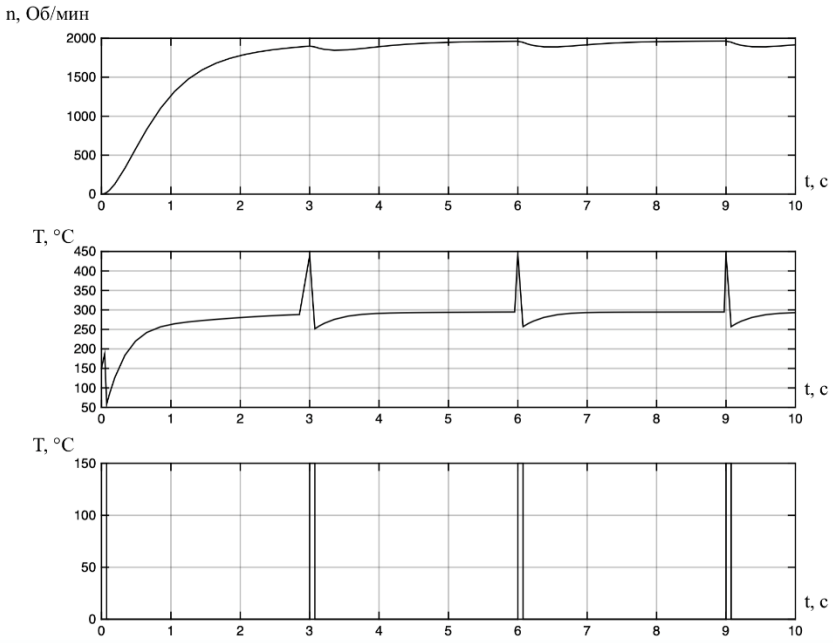


Рис. 5. Графики оборотов (верхний график), температуры двигателя (средний график), а также вносимых изменений по температуре (нижний график)

Заключение

1. Предложена система устранения помпажных вибраций в газотурбинном авиадвигателе летательного аппарата и ее имитационная модель.

2. Проведены исследования работы противопомпажной системы на разработанной имитационной модели. Результаты исследований свидетельствуют о работоспособности предложенной имитационной модели процесса устранения помпажных колебания в газотурбинном двигателе.

Список литературы

1. Синяков А.Н., Шаймарданов Ф.А. – Системы автоматического управления летательными аппаратами и их силовыми установками: Учебник для студентов высших технических учебных заведений. – М.: Машиностроение, 1991. – 320 с.

2. Котовский В.Н., Комов А.А. Теория авиационных двигателей: учебное пособие (конспект лекций). – М.: МГТУ ГА, 2013. – Ч. 1. – 108 с.

3. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. – Теория авиационных газотурбинных двигателей. Часть 1. 1977 г. – М.: Машиностроение, 1977. — 312 с.

4. А. В. Рудаченко, Н.В. Чухарева, С. С. Байкин – Газотурбинные установки: учебное пособие – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2008. – 139 с.

УДК 678.062
OECD 02.05.QH

Вибропоглощающие полимерные материалы на основе этиленвинилацетата

Волоцкой А.Н.[1*]
[1]Аспирант, Вятского государственного университета «ВятГУ», г. Киров, Россия

Аннотация. Данная работа посвящена проблеме разработки вибропоглощающих полимерных материалов с высокими демпфирующими свойствами в широком эксплуатационном диапазоне температур. Цель статьи заключается в изучении динамических свойств полимерных материалов на основе этиленвинилацетата в зависимости от структурообразующих параметров. Основным методом к исследованию данной проблемы является метод динамического механического анализа, позволяющий получить вязкоупругие свойства полимерных материалов под действием осциллирующей нагрузки при различных температурах и частотах колебаний. Благодаря установленным экспериментальным зависимостям определены типы пластификатора, наполнителя, смолы, улучшающий вибропоглощающие свойства этиленвинилацетата. Полученные зависимости могут быть использованы в качестве исходных данных для аналитического прогнозирования динамических механических свойств полимерных композиционных материалов, а также для разработки вибропоглощающих полимерных композиционных материалов на основе этиленвинилацетата, эффективных в широком диапазоне температур.

Ключевые слова: этиленвинилацетат, пластификатор, наполнитель, смола, тангенс угла механических потерь, модуль упругости.

Damping polymeric materials based on ethylene vinyl acetate

Volotskoy A.N.[1]*
[1]Postgraduate student, Vyatka State Technical University «Vyatsu», Kirov, Russia

Abstract. This work is devoted to the development of damping polymer materials with high damping properties in a wide operating temperature range. The purpose of the article is to study the dynamic properties of polymer materials based on ethylene-vinyl acetate depending on the structure-forming parameters. The main method for the study of this problem is the method of dynamic mechanical analysis, which allows to obtain viscoelastic properties of polymeric materials under the action of oscillating load at different temperatures and oscillation frequencies. Due to the established experimental dependences, the types of plasticizer, filler, resin improving the vibration-absorbing properties of ethylene-vinyl acetate were determined. The obtained dependences can be used as initial data for analytical prediction of dynamic mechanical properties of polymer composite materials, as well as for the development of damping polymer composite materials based on ethylene-vinyl acetate, effective in a wide temperature range.

Keywords: ethylene-vinyl acetate, plasticizer, filler, resin, mechanical loss tangent, modulus of elasticity.

Введение

Наиболее эффективными материалами, снижающими вибрацию в конструкциях, являются полимерные композиционные материалы. Наивысшие демпфирующие свойства у таких материалов проявляются при температурах, при

которых полимер, из которого состоит композит, находится вблизи температуры стеклования [1, 2]. В пределах данной температуры у полимеров ярко выражена диссипация механической энергии в тепло из-за наступления координированного движения молекулярных цепей [3, 4]. Эффективность полимерных композиционных материалов, поглощающих энергию колебаний, по сравнению с другими типами композиционных материалов (керамические, металлические и т.д.) обусловлена тем, что у полимеров наблюдается более широкая переходная область от высокоэластичного состояния к стеклообразному, в которой наблюдаются максимальные механические потери. Этот интервал температур определяет диапазон наиболее эффективного применения вибропоглощающих полимерных композиционных материалов.

Для, того чтобы разработать вибропоглощающий материал, эффективный в широком диапазоне температур необходимо решить комплекс задач. Вибропоглощающие полимерные материалы представляют собой многокомпонентную систему. Поэтому необходимо изучить каждый из структурообразующих параметров системы и оценить его влияние на динамические свойства полимерной основы материала. Основными структурообразующими параметрами вибропоглощающего полимерного композита являются: полимер, пластификатор, наполнители, модификаторы. Исходя из вышесказанного, в работе были поставлены и решались следующие задачи:

1) установить закономерности влияния пластификаторов на динамические свойства этиленвинилацетата (ЭВА);

2) установить закономерности влияния модификаторов на динамические свойства вибропоглощающих полимерных материалов на основе ЭВА;

3) установить закономерности влияния наполнителей на динамические свойства вибропоглощающих полимерных материалов на основе ЭВА;

4) выбрать на основе установленных закономерностей наиболее подходящие структурообразующие компоненты для разработки вибропоглощающих полимерных композиций на основе ЭВА с необходимым уровнем свойств.

1. Влияние типа и содержания пластификатора на динамические свойства этиленвинилацетата

Влияние взаимодействия системы «пластификатор-полимер» на динамические свойства изменяется от полимера к полимеру и от пластификатора к пластификатору. Эффективность пластификаторов определяется посредством их совместимости с полимером. Качественной оценкой совместимости данных компонентов является полярность. Для комплексного анализа динамических свойств бинарной смеси «полимер-пластификатор» были выбраны пластификаторы различной полярности: индустриальное масло (МИ), хлорпарафин (ХП), диоктилфталат (ДОФ). ДОФ и ХП относятся к полярным пластификаторам. Индустриальное масло И-40 можно отнести к слабополярным парафиновым нефтяным маслам, так как в структуре молекулы данного масла доминирует алкановая фракция.

Таблица 1

Параметр растворимости ЭВА, МИ, ДОФ, ХП [5-7]

Показатель	ЭВА	МИ	ДОФ	ХП
Параметр растворимости $(МДж/м^3)^{0,5}$	≈ 17,5	≈ 16,1	18,2	19,5

Степень полярности веществ количественно можно оценить с помощью параметра растворимости. Параметры растворимости исходного полимера и пластификаторов, применяемых в данной работе, представлены в таблице 1.

1.1. Материалы

В качестве полимерной основы был использован этиленвинилацетат марки LGEVAES 28005 (LG Chem, Южная Корея), содержание винилацетатных звеньев составляет 28%.

В роли пластификатора при изготовлении экспериментальных образцов выступали различные материалы: диоктилфталат ГОСТ 8728-88; хлорпарафин ХП-470 ТУ 2493-379-05763441-2002; масло индустриальное И-40 ГОСТ 20799-88. Объёмное содержание этиленвинилацетат/пластификатор – 80/20; 60/40.

Составы и марки исследуемых композитов в процентном содержании компонентов по объему приведены в таблице 2.

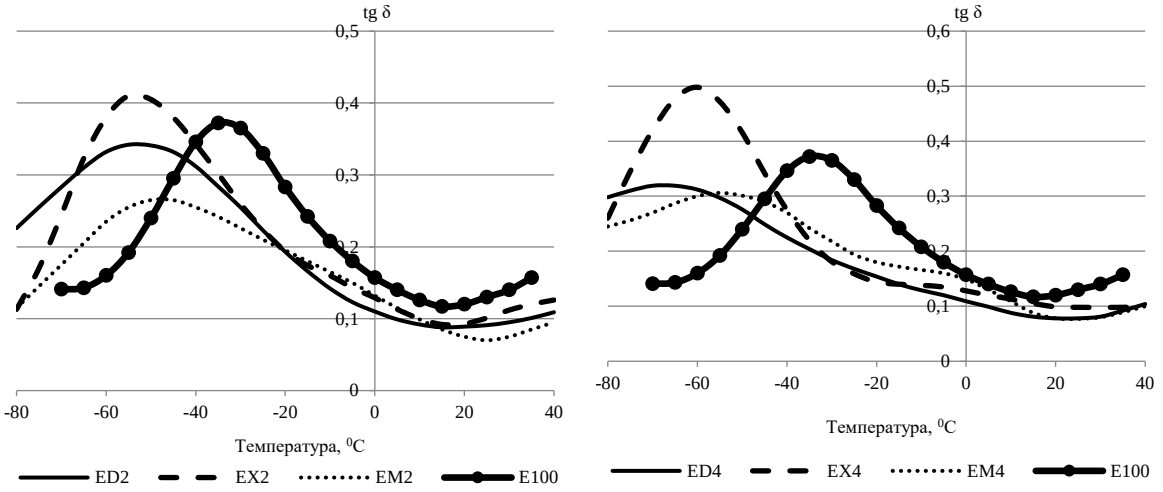
Таблица 2
Составы и марки исследуемых композитов

Марка смеси	**Полимер**	**Пластификатор**		
	ЭВА	МИ	ДОФ	ХП
E100	100	-	-	-
EM2	80	20	-	-
EM4	60	40	-	-
ED2	80	-	20	-
ED4	60	-	40	-
EX2	80	-	-	20
EX4	60	-	-	40

1.2. Результаты и их обсуждение

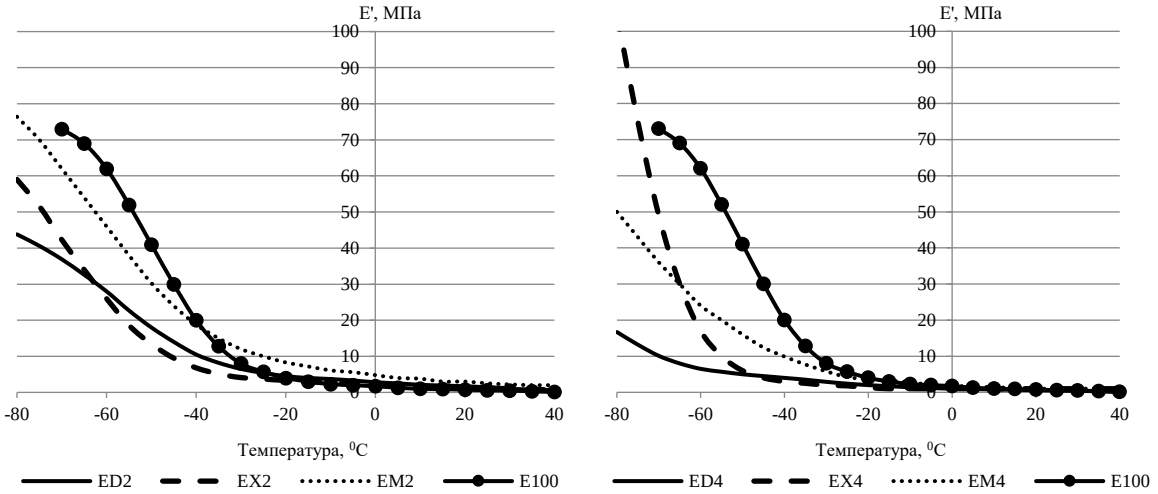
При добавлении в исходный полимер пластификатора происходит смещение температуры стеклования (T_c) в сторону более низких температур. Например, ДОФ и ХП при частоте 1 Гц сдвигают T_c исходного ЭВА в область отрицательных температур на 19°С, а МИ на 13°С (см. рис.1 а). Это объясняется тем, что пластификаторы ДОФ и ХП по сравнению с МИ обладают более высокой полярностью (согласно параметра растворимости, табл. 1) и, следовательно, более высоким сродством с ЭВА. Это приводит к снижению интенсивности внутри- и межмолекулярных цепных взаимодействий. Вследствие этого облегчается движение отрезков цепей, они могут перемещаться при более низких температурах, в итоге T_c таких маточных смесей значительно снижается [8]. Таким образом, диоктилфталат и хлорпарафинс 20% концентрацией в системе ЭВА/пластификатор дают лучший эффект пластифицирования ЭВА, чем индустриальное масло.

Пластификатор оказывает влияние не только на T_c полимера, но и на тангенс угла механических потерь (*tgδ*). Например, когда в качестве пластификатора используется МИ или ДОФ величина *tgδ* ЭВА при 1 Гц уменьшается на 0,109 и 0,031 соответственно. В тоже время при пластификации этиленвинилацетата хлорпарафином величина *tgδ* возрастает на 0,04 (см. рис. 1а). Это может быть обусловлено более интенсивным физическим взаимодействием «полимер-пластификатор» посредством сил Ван-дер-Ваальса. В процессе деформирования физические связи разрушаются в одном месте и возникают в другом, расходуя при этом энергию. В результате значение *tgδ* несколько увеличивается и вибропоглощающие свойства полимера улучшаются [9].



а. б.

Рис. 1. Сравнение *tg*δ исследуемых композитов при частоте 1 Гц: а – содержание ЭВА/пластификатор 80/20; б – содержание ЭВА/пластификатор 60/40.



а) б)

Рис. 2. Сравнение динамических модулей упругости исследуемых композитов при частоте 1 Гц: а – содержание ЭВА/пластификатор 80/20; б – содержание ЭВА/пластификатор 60/40.

Результаты измерения динамического модуля упругости (*E'*) для этиленвинилацетата с 20% содержанием пластификатора представлены на рис. 2. При частоте 1 Гц этиленвинилацетат имеет наибольшие значения *E'*, когда в качестве пластификатора используется индустриальное масло (см. рис. 2а). Это подтверждает тот факт, что МИ хуже совмещается с ЭВА по сравнению с ДОФ и ХП, в меньшей степени нарушая межцепные взаимодействия в полимере.

Аналогичная ситуация наблюдается при повышении концентрации пластификатора в составе полимерной смеси (см. рис. 1б, 2б).

1.3. Выводы

Показано, что диоктилфталат и хлорпарафин лучше совмещаются с ЭВА, чем индустриальное масло.

Температура стеклования этиленвинилацетата значительно смещается в область отрицательных температур, когда пластификатором для него выступает диоктилфталат с объемным содержанием 40% в составе бинарной смеси. Наименьшее

смещение T_c в область отрицательных температур наблюдается при пластификации ЭВА индустриальным маслом.

Наибольшие значения тангенса угла механических потерь наблюдаются при пластификации ЭВА хлорпарафином объемным содержанием 40% в составе смеси.

Таким образом, для разработки вибропоглощающих полимерных материалов на основе ЭВА наиболее предпочтительно использовать в качестве пластификатора хлорпарафин с содержанием 40% по объему. У таких смесей наибольшие значения тангенса угла потерь при температуре стеклования.

2. Влияние типа и содержания модификатора на свойства полимерных материалов на основе этиленвинилацетата

При разработке вибропоглощающих полимерных материалов важным показателем является интервал рабочих температур в пределах которого у материала наблюдаются высокие демпфирующие свойства. В зарубежной практике одним из критериев эффективности вибропоглощающих материлов является ширина температурного участка, в пределах которого тангенс угла механических потерь составляет не менее 0,3 у.е.. Зачастую наполненные полимерные композиты имеют достаточно широкий интервал рабочих температур, однако тангенс угла механических потерь в данном интервале не всегда имеет значение выше 0,3 у.е. Одним из способов повышения демпфирующих свойств полимеров является добавление модификаторов – смол [10-11]. Алкилфенолформальдегидная смола (АФФС) и эфир канифоли глицериновый (ЭК), используемые в данной работе в качестве модификаторов, содержат гидроксильные группы– фенольные и спиртовые соответственно [12]. Эти группы способны образовывать межмолекулярные взаимодействия с этиленвинилацетатом в виде водородных связей и тем самым повысить значение *tgδ* [9, 10].

2.1. Материалы

При изготовлении экспериментальных образцов в качестве пластификатора использовался хлорпарафин ХП-470(ХП) ТУ 2493-379-05763441-2002. Объёмное содержание хлорпарафина в составе смеси 40%.

Мел применялся как инертный наполнитель. Объемное содержание наполнителя в составе полимерной композиции 50 ± 1%.

В качестве модификаторов были использованы два типа смол: алкилфенолформальдегидная смола SP-1045; эфир канифоли глицериновый ТУ 2435-063-05788576-2008.

Составы и марки исследуемых композитов в процентном содержании компонентов по объему приведены в таблице 3.

Таблица 3

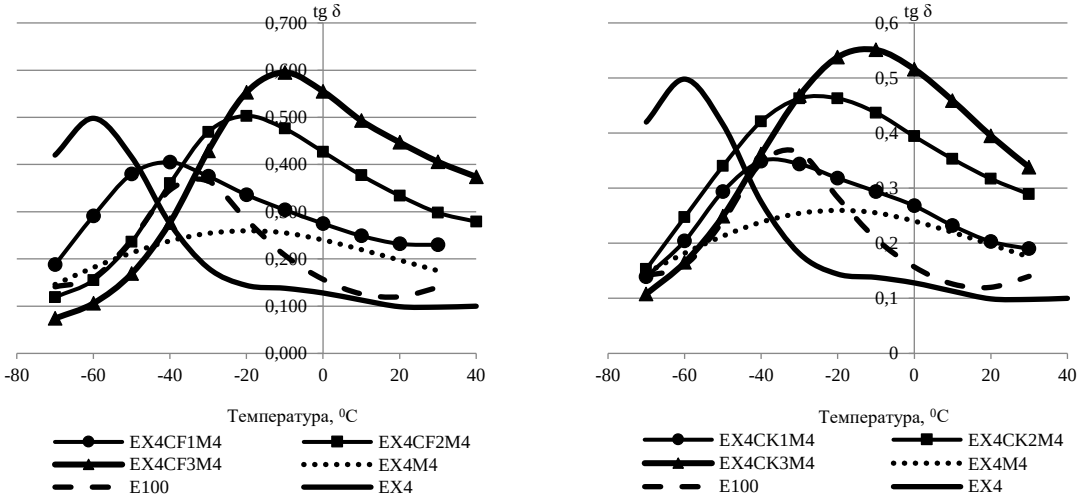
Составы и марки исследуемых композитов

Марка смеси	**Полимер**	**Пластификатор**	**Наполнитель**	**Модификатор**	
	ЭВА, мас. ч.	ХП, мас. ч.	Мел, мас. ч.	АФФС, мас. ч.	ЭК, мас. ч.
Е100	100	-	-	-	-
ЕХ4	60	53	-	-	-
ЕХ4М4	100		241	-	-
ЕХ4СF1М4	90		233	10	-
ЕХ4СF2М4	80			20	-
ЕХ4СF3М4	70			30	-
ЕХ4СК1М4	90		237	-	10
ЕХ4СК2М4	80			-	20

EX4CK3M4	70		-	30

2.2. Результаты и их обсуждение

Эффективность модификаторов зависит от их совместимости с этиленвинилацетатом и определяется параметром растворимости. «Полярное» растворяется в «полярном». АФФС SP-1045 является полярной термореактивной смолой, а эфир канифоли – менее полярной смолой (см. табл. 4). Рисунки 3, 4 показывают влияние АФФС и ЭК на динамический модуль упругости и тангенс угла механических потерь композитов на основе ЭВА. При добавлении смол в количестве 10 мас. ч. высота пика *tgδ* увеличивается и происходит смещение температуры стеклования и, соответственно, *tgδ* в сторону отрицательных температур относительно наполненного мелом композита (см. рис. 3). По-видимому, небольшая концентрация модификатора в составе композита приводит к тому, что малая часть смолы растворяется и работает как пластификатор, изолируя полярные группы ЭВА.



а. б.

*Рис 3.*Сравнение *tgδ* исследуемых композитов при частоте 1 Гц: а – модификатор АФФС; б – модификатор эфир канифоли.

Таблица 4
Параметр растворимости и температура стеклования модификаторов

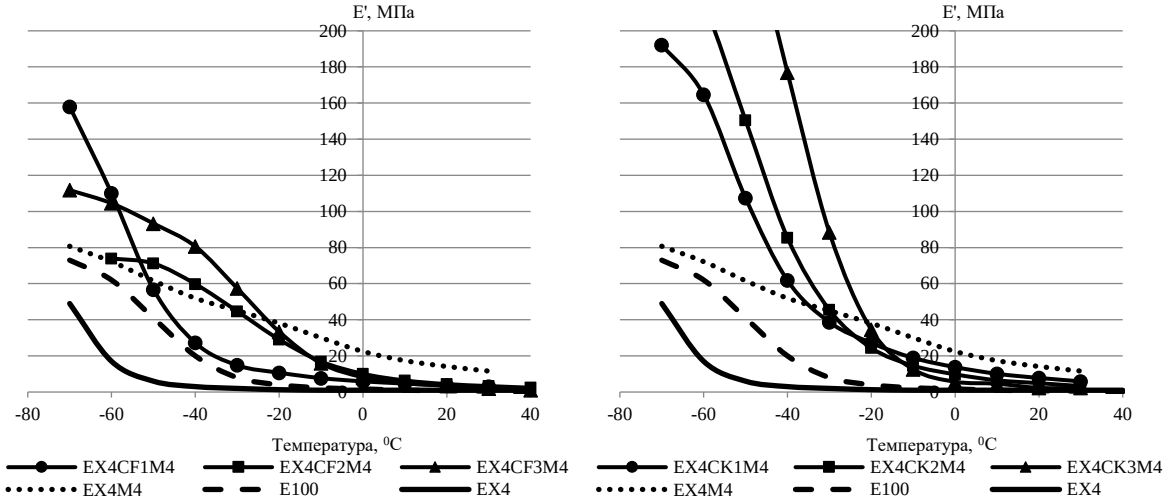
Наименование	**Параметр растворимости, $(МДж/м^3)^{0,5}$[13]**	**Температура стеклования T_c, °C[1]**
АФФС	18,73	69
Эфир канифоли глицериновый	≈16,38	67

[1]*Измерены методом DSC*

При добавлении смол в количестве 20 мас. ч. и 30 мас. ч. тенденция к увеличению тангенса угла механических потерь сохраняется, однако повышение концентрации модификатора в составе композита приводит к смещению температуры стеклования и, следовательно, *tgδ* в сторону положительных температур (см. рис. 3). Увеличение и смещение пика *tgδ* в сторону положительных температур происходит из-за образования внутримолекулярных водородных связей между гидроксильными группами смол и боковыми группами ЭВА [10]. Смещение пика тангенса угла механических потерь также может быть обусловлено тем, что температура стеклования смол намного больше, чем у исходного полимера (см. табл. 4) [14].

Вязкоупругое поведение полимеров описывается комплексным модулем упругости [15]. В настоящей работе в качестве модуля упругости определялся динамический модуль упругости.

Смолы резко смещают T_c композитов и уменьшают *E'* в зоне высокоэластичности, по сравнению с переходной областью (см. рис. 4). Температура стеклования смол лежит в области положительных температур (см. табл. 4), в результате динамический модуль упругости с увеличением смолы в составе композита уменьшается в области резиноподобных материалов и увеличивается в переходной области (см. рис. 4). Самые большие значения *E'* наблюдаются у композитов с эфиром канифоли.



а. б.

Рис. 4. Сравнение *E'* исследуемых композитов при частоте 1 Гц:
а – модификатор АФФС; б – модификатор эфир канифоли.

2.3. Выводы

По результатам проведенных исследований установлены экспериментальные зависимости тангенса угла механических потерь и динамического модуля упругости в зависимости от типа и концентрации модификатора для композита EX4M4.

Показано, что и алкилфенолформальдегидная смола и эфир канифоли глицериновой способствуют повышению тангенса угла механических потерь наполненного мелом композита.

Выяснено, что АФФС с 30 мас. ч. сильнее смещает T_c композита EX4M4 в сторону положительных температур по сравнению с ЭК того же содержания.

Композиты с добавлением эфира канифоли являются более жесткими и, соответственно, имеют наибольшие значения динамического модуля упругости.

3. Влияние типа наполнителя на динамические свойства полимерных материалов на основе этиленвинилацетата

Полимеры проявляют вибропоглощающие свойства в недостаточно широком интервале температур - 20÷30°C вблизи из температуры стеклования. Поэтому высокомолекулярные соединения практически не используются в чистом виде для производства вибропоглощающих полимерных композиционных материалов. Существует несколько методов модификации динамических свойств полимеров [9, 16]. Например, одним из таких методов является добавление различных видов наполнителей к полимерной матрице.

Форма частиц наполнителя является важным фактором, влияющим на динамические свойства вибропоглощающих полимерных композиционных материалов.

Учитывая данный критерий, в качестве наполнителей использовались: слюда, тальк, технический углерод с чешуйчатой, пластинчатой и сферической формами частиц соответственно. Все вибропоглощающие полимерные материалы по степени их наполнения дисперсными наполнителями делят на две группы: малонаполненные (объемное содержание наполнителя 0-0,3) и высоконаполненные (объемное содержание наполнителя 0,3-0,7) композиты [17]. Первые обладают повышенной деформативностью, вторые имеют более высокий модуль упругости и соответственно прочность относительно ненаполненного полимера. Исходя из этих условий было принято 40% содержание наполнителя по объему в составе композита.

3.1. Материалы

В качестве наполнителей использовались следующие материалы: слюда ТУ 5725-005-40702684-2001; тальк ТУ 5727-001-40705685-2001; технический углерод П-803 ГОСТ 7885-86.

Составы и марки исследуемых композитов в процентном содержании компонентов по объему приведены в таблице 5.

Таблица 5

Составы и марки исследуемых композитов

	Марка композита			
Структурообразующий компонент	ЭХ	ЭХ+С	ЭХ+Т	ЭХ+У
	Содержание в процентах по объему			
ЭВА	60	36	36	36
ХП	40	24	24	24
Слюда	-	40	-	-
Тальк	-	-	40	-
Технический углерод	-	-	-	40

3.2. Результаты и их обсуждение

Добавление наполнителя в пластифицированный полимер приводит к образованию межфазного слоя, вызывая изменение релаксационных свойств полимера, а именно температуры стеклования, ширины пика тангенса угла механических потерь [18]. На процессы образования межфазного слоя существенное влияние оказывает активность наполнителя, которая может быть количественно определена по удельной поверхности наполнителя. Из всех наполнителей, представленных в работе, технический углерод имеет наименьший размер частиц и соответственно наибольшую удельную поверхность и активность (см. табл. 6). В результате в межфазный слой переходит большое количество полимера, что приводит к увеличению толщины граничного слоя, усилению адгезионного взаимодействия между полимером и частицами наполнителя [17].

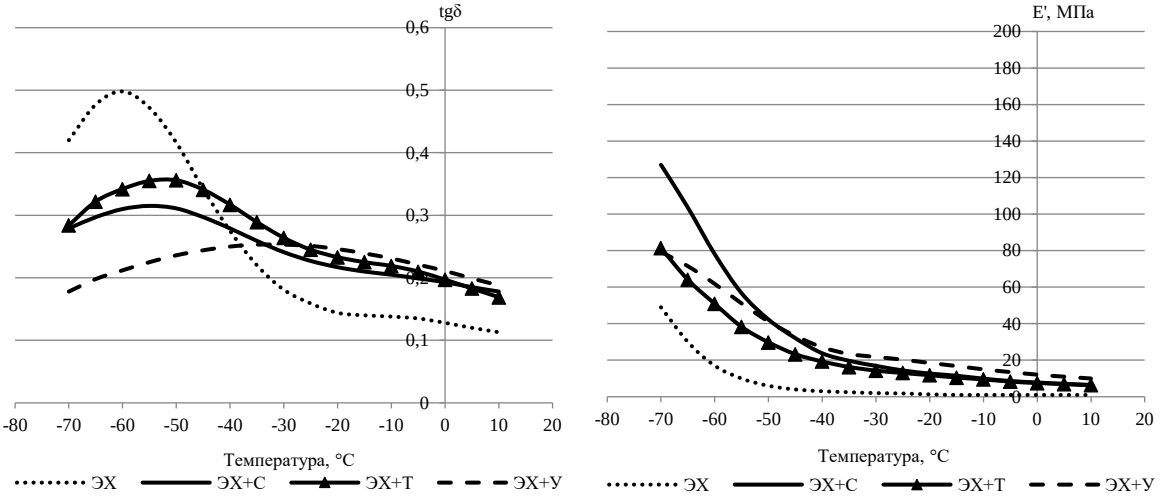
Таблица 6

Характеристики наполнителей

Показатель		**Наполнитель**		
Удельная поверхность, $м^2/г$	Источник	Технический углерод	Тальк	Слюда
	Метод газопроницаемости Козени и Кармана	4,65	1,35	1,04

Тангенс угла механических потерь у композитов с тальком и слюдой имеет высоту пика намного больше, по сравнению с максимумом $tg\delta$ композита,

наполненного техническим углеродом. Например, при частоте 1 Гц значения *tg*δ для композитов наполненных слюдой, тальком и техническим углеродом составляют 0,315, 0,357 и 0,253 соответственно (см. рис. 5а). Это объясняется тем, что технический углерод относится к усиливающим наполнителям. В результате введение усиливающего наполнителя приводит к повышению фракции «полимер-наполнитель», тем самым обуславливая понижение диссипации энергии и снижение пика тангенса угла механических потерь в области отрицательных температур, так как в области температуры стеклования пространственная сеть, которую образует наполнитель и полимер, является достаточно прочной, и поэтому диссипация энергии происходит только за счет трения полимерных фракций неограниченных наполнителем. При температурах выше, чем T_c композита молекулярное трение полимера снижается и рассеивание энергии происходит главным образом за счет собственного трения системы «наполнитель-наполнитель» и межфазного трения системы «полимер-наполнитель» в результате диссипация энергии возрастает. Таким образом, композит с техническим углеродом имеет наибольшие значения тангенса угла механических потерь при переходе к положительным температурам, а композиты со слюдой и тальком в области отрицательных температур.



а. б.

Рис. 5. Динамические свойства исследуемых композитов при частоте 1 Гц: а – *tg*δ; б – *E'*.

Из графика на рисунке 5б видно, что все наполнители с объемным содержанием 40% повышают динамический модуль упругости композита относительно ненаполненного ЭВА. На динамические свойства полимерных композитов значительное влияние могут оказывать гидроксильные группы, содержащиеся в структурообразующих компонентах. Слюда и тальк в отличие от технического углерода содержат ОН группы, поэтому полярный ЭВА может вступать в физические взаимодействия с поверхностью таких наполнителей, что в свою очередь отражается на изменении прочностных свойств композита. Уменьшение динамического модуля упругости и *tg*δ в высокоэластичной области для композитов с тальком и слюдой может быть обусловлено тем, что водородные связи, которые образуются между структурообразующими компонентами, являются сравнительно слабыми и могут легко нарушаться вследствие высокой подвижности групп при переходе к более высоким температурам [19].

3.3. Выводы

Установлено, что для разработки вибропоглощающих полимерных материалов на основе ЭВА эффективных в диапазоне температур от 0 до -40°С наиболее предпочтительно использовать в качестве наполнителя технический углерод. У таких композитов наиболее сильно выражено адгезионное взаимодействие между наполнителем и полимером при данных температурах. Для разработки вибропоглощающих полимерных материалов на основе ЭВА эффективных в области температур ниже -40°С наиболее предпочтительно использовать в качестве наполнителя слюду или тальк. Таким образом, для разработки вибропоглощающих полимерных композиционных материалов на основе ЭВА эффективных в широком диапазоне температур целесообразно использовать два типа наполнителя: технический углерод и слюду или технический углерод и тальк.

Заключение

Установлены экспериментальные зависимости тангенса угла механических потерь и модуля упругости в зависимости от типа и концентрации пластификатора, модификатора и наполнителя для полимерных композитов на основе ЭВА, что дает возможность выбрать структурообразующие компоненты для этиленвинилацетата исходя из эксплуатационных и других требований, предъявляемых к вибропоглощающему материалу.

Показано, что для разработки вибропоглощающих полимерных материалов на основе этиленвинилацетата эффективных в широком интервале температур наиболее подходящими являются следующие структурообразующие компоненты: пластификатор – хлорпарафин с объемным содержанием 40%; модификатор – эфир канифоли или алкилфенолформальдегидная смола; наполнители – технический углерод и слюда или технический углерод и тальк.

Полученные зависимости могут быть использованы в качестве исходных данных для аналитического прогнозирования динамических механических свойств полимерных композиционных материалов, а также для разработки вибропоглощающих полимерных композиционных материалов на основе ЭВА, эффективных в широком диапазоне температур.

* *Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента Российской Федерации (Соглашение № 075-02-2018-410 от 15 ноября 2018 г.)*

Список литературы

1. Shi X. Y. Study on the damping of EVM based blends / X. Y.Shi, W.N. Bi,S.G. Zhao // Journal of Applied Polymer Science. – 2011. Vol.120, № 2.–P. 1121–1125.

2. Shih H. H.Peel adhesion and viscoelasticity of poly(ethylene-co-vinyl acetate)-based hot melt adhesives. I. The effect of tackifier compatibility / H. H. Shih, G. R. Hamed // Journal of Applied Polymer Science. –1997. Vol.63,№ 3.–P. 323–331.

3. Shi X.Y. Damping properties of blends based on EVM / X.Y. Shi, W.N. Bi, S.G. Zhao // Journal of Journal of Macromolecular Science, Part B: Physics. –2011. Vol. 50,№ 10.–P. 1928–1938.

4. Shi X. Effects of fillers on the damping property of ethylene vinyl-acetate/polylactic acid blends / X. Shi, L. Jia, Y. Ma, C. Li // Journal of Materials Science and Chemical Engineering. – 2016. Vol. 4, № 2.– P. 89–96.

5. Муртазина Л.И. Регулирование свойств неотверждаемых герметиков на основе этиленпропилендиенового каучука пластификаторами / Л.И.Муртазина, А.Р. Гарифуллин, И.А.Никульцев, Р.Ф. Фатхуллин, Р.А. Ахмедьянова, Д.Г. Милославский,

Р.Ю. Галимзянова, Ю.Н. Хакимуллин // Вестник Казанского технологического университета. –2014. –№. 9. –С. 119–122.

6. Díez E. Turbidimetric and intrinsic viscosity study of EVA copolymer–solvent systems / E. Díez, J. Camacho, I. Díaz, G. Ovejer // Polymer Bulletin. –2014. Vol. 71, № 1. – P. 193–206.

7. Берштейн В. А. Исследование эффектов пластификации полимеров методом ДСК и возможности их прогнозирования / В.А, Берштейн, Л.М. Егорова, В.М. Егоров, А.Б. Синани // Высокомолекулярные соединения. –1989. –№ 12. –С. 2482–2489.

8. Lia X. The effect of paraffinic oil and aromatic oil on the crosslinks and physical properties of butyl rubber / X.Lia, S. Tan, G. Liu, M. Hoch, S.Zha // Journal of Macromolecular Science. –2016. Vol. 55, № 5. – P. 494–502.

9. HeX. Damping properties of ethylene-vinylacetate rubber/polylactic acid blends / X. He, M. Qu, X. Shi // Journal of Materials Science and Chemical Engineering. –2016. Vol. 4, № 3.– P. 15–22.

10. Chang, S. Effects of phenolic oligomer on the dynamic mechanical properties of nitrile butadiene rubber / S. Chang, H. Pan, X. Lihuan, Z. Cheng // Advanced Materials Research. –2011. – Vol. 335–336. –P. 120–123.

11. Caiyun, W. Dynamic mechanical properties in blends of poly (styrene-b-isoprene-b-styrene) with aromatic hydrocarbon resin / W. Caiyun, W. Guozhang, W. Chifei // Journal of Applied Polymer Science. –2006.– Vol. 102. –P. 4157–4164.

12. Патент РФ 2444694. Санкин Ю. И., Чуваткин Н. Н. Композиционный материал для травматических метательных снарядов огнестрельного оружия. Заявл. 27.10.2010. Опубл. 10.03.2012.4

13. Галимзянова Р. Ю. Влияние модификаторов на свойства неотверждаемых композиций на основе бутилкаучука / Р. Ю. Галимзянова, Т. В. Макаров, С. И. Вольфсон // ВестникКазанскоготехнологическогоуниверситета. – 2009. – №6. – С. 168–172.

14. Liang J. Effect of C5 petroleumresincontentondampingbehavior, morphology, and mechanical properties of BIIR/BR vulcanizates / J.Liang, S.Chang, N. Feng //Journal of Applied Polymer Science. –2013. –Vol. 130, № 1.–P. 510–515.

15. Beards C. Structural vibration: analysis and damping / C. Beards. – N.Y.:Arnold, 1996. – 287 p.

16. Chang S. Effects of chemical structure of phenolic resin on damping properties of acrylate rubber-based blends / S. Chang, Z. Cunbin, X. Lihuan, Z. Cheng // Journal of Macromolecular Science, Part B: Physics.– 2015. Vol. 54, №. 2. – P. 177–189.

17. Соломатов В.И., Бобрышев А.Н., Химмлер К.Г. Полимерные композиционные материалы в строительстве. М.: Стройиздат, 1988. –312 с.

18. Комова Н.Н. Особенности принципа температурно-временной эквивалентности в полиэтилене низкой плотности, наполненном шунгитом / Н.Н. Комова, Е.Э. Потапов, А.Д. Грусков, Г.Е. Заиков // Вестник МИТХТ. – 2013. – № 1. – С. 24–35.

19. Соломатов В.И., Выровой В.Н., Бобрышев А.Н. Полиструктурная теория композиционных строительных материалов. Ташкент: Фан, 1991. –345 с.

УДК 614.896.2, 614.8.086.2
OECD 01.03.AA, 03.03.NE

Сравнительное исследование эффективности антивибрационных рукавиц и перчаток

Хлопков Е.А.[1,2*], Смирнов В.В.[3], Сятковский А.И.[4]
[1]Аспирант, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия
[2] ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД», г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Старший научный сотрудник, Северо-Западный научный центр гигиены и общественного здоровья, г. Санкт-Петербург, Россия
[4]Директор по науке, ОАО «Пластполимер», г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В работе представлено исследование защитных свойств антивибрационных рукавиц и перчаток различных конструкций. Измерения проводились по методике ГОСТ 12.4.002-97 «Средства защиты рук от вибрации. Технические требования и методы испытаний». Изделия, виброзащитный слой которых состоял из гелевых материалов и комбинированных слоистых антивибрационных элементов, продемонстрировали наиболее высокую эффективность. Низкий уровень гашения вибраций в низкочастотной и среднечастотной областях спектра (8 – 63 Гц) является единой закономерностью для всех средств индивидуальной защиты. Рукавицы «Турбо Донбасс» в этих частотных диапазонах обладают наиболее высокими характеристиками эффективности 3 - 4 дБ. Выбор геометрических параметров упругих составляющих конструкций антивибрационных элементов и комбинация слоев материалов с различными вязко-упругими свойствами обеспечивает существенное повышение демпфирующих качеств средств индивидуальной защиты рук.

Ключевые слова: антивибрационные рукавицы и перчатки, средства индивидуальной защиты

Comparative research of anti-vibration mittens and gloves's efficiency

Khlopkov E.A.[1,2], Smirnov V.V.[3], Syatkowsky A.I.[4]*
[1]Postgraduate, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia
[2] OOO «OPTIMIKST LTD», Saint Petersburg, Russia
[3] Senior researcher, Northwest scientific center of hygiene and public health, Saint Petersburg, Russia
[4] Director of science, OAO «Plastpolimer», Saint Petersburg, Russia

Abstract

The paper presents the protective properties study of various anti-vibration gloves and mittens designs. The measurements were conducted according to the method of GOST 12.4.002-97 «Vibration protection means for hands. Technical requirements and test methods». Products which anti-vibration layer consisted of gel materials or combined layered anti-vibration elements demonstrated the highest efficiency. The low level of vibration damping in the low-frequency and mid-frequency regions of the spectrum (8–63 Hz) is a single pattern for all individual protection means. Mittens «Turbo Donbass» in these frequency ranges has the highest characteristics of 3 - 4 dB. The choice of the geometric parameters of the elastic structures component of anti-vibration elements and the combination of materials layers with different visco-elastic properties provides a significant increase in the damping qualities of individual protection means.

Key words: *anti–vibration mittens and gloves, individual protection means.*

[*]*Автор корреспондент: hlopkovelisey@mail.ru (Хлопков Е.А.)*

Введение

На сегодняшний день на предприятиях существуют технологические процессы, связанные с контактом рабочих с вибрирующими поверхностями (инструмент, обрабатываемая деталь, оборудование). Снижение вредного влияния вибраций на организм человека возможно при применении средств индивидуальной защиты рук (СИЗ), таких как антивибрационные (АВ) рукавицы или перчатки [1-4]. На данный момент отсутствуют систематические данные об эффективности данных изделий, имеющиеся сведения представляют лишь поверхностные суждения [5], а предложенные разработчиками модели не имеют доказательной базы в численном выражении [6-8].

Цель настоящей работы заключалась в сравнительном определении эффективности антивибрационных характеристик СИЗ рук от вибрации при применении традиционных и новых конструктивных решений АВ изделий, используемых на предприятиях России, а также в поиске перспективных способов их совершенствования.

Для выполнения поставленных целью задач необходимо сравнить конструктивные решения в разработке СИЗ; провести измерения защитных свойств АВ-перчаток и рукавиц различных конструкций в соответствии с требованиями ГОСТ 12.4.002-97 «Средства защиты рук от вибрации. Технические требования и методы испытаний»; проанализировать влияние толщины упругих вставок на эффективность АВ свойств.

1. Разновидности упругодемпфирующих решений в СИЗ

В первых средствах защиты рук от вибраций начали использовать в качестве демпферов пористые упругие материалы (поролон, пористая резина, пенополиэтилен) (Рис.1, а, в) или упругие элементы (например, резиновые трубки) (Рис.1, б) [9]. Защитные показатели этих конструкций в производственных технологических условиях под воздействием нагрузки заметно падают, в первом случае из-за открытой пористости и низкой плотности применяемых материалов (Рис1, а), а во втором – из-за особенности сжимаемости упругих трубок (Рис.1, б). Виброзащитный эффект, представленный на Рис.1, в, характерен для материалов с открытой пористостью и повышенной плотностью. В этом случае положение упругих вставок ограничивается конструкцией рукавицы и может дополнительно повысить ее эффективность.

В дальнейших разработках АВ изделий (Рис.1, г) стали использовать силиконовые материалы (данную схему виброгашения можно обнаружить в перчатках, предложенных фирмами ООО «ХК Зеленый Берег XXI» и Ansell). Высокая эластичность вкладышей определяет и хорошую гибкость конструкции, но вместе с этим приводит к «выдавливанию» материала из области контакта ладони рабочего с вибрирующей поверхностью, что делает защитный слой тонким и понижает демпфирующие способности данных средств.

Сочетание в структуре упругих составляющих и вязких вибропоглощающих пленок является основой сборных многослойных конструкций антивибрационных элементов рукавиц серии «Турбо» и перчаток серии «НТОТ» (Рис.1, д). Материалы с закрытой пористостью применяются при изготовлении упругих деталей. Вязкая оболочка одновременно служит гасителем энергии вибраций, а также определяет положение упругих элементов. Переменная толщина «вшитого» АВ вкладыша повышает эргономичность рукавицы. Технология изготовления рукавиц «Турбо» и перчаток «НТОТ» дает возможность применения этих средств защиты в любых условиях эксплуатации во всех отраслях промышленности и хозяйственной деятельности, связанной с вредным влиянием вибрации на организм человека.

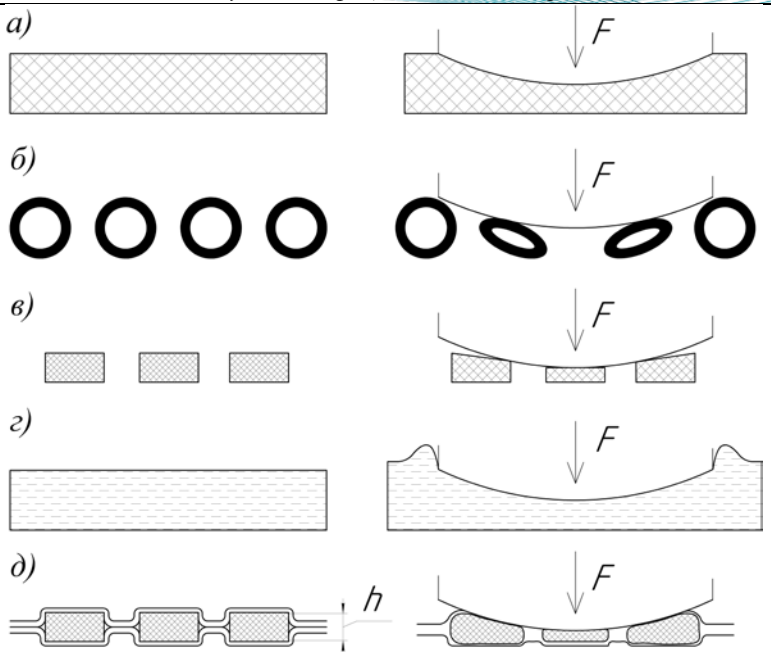


Рис. 1. Схема поведения упругодемпфирующих виброзащитных элементов при нагружении: а – с открытой пористостью; б – трубчатой формы; в – с открытой пористостью и повышенной плотностью; г – с гелевой основой; д – из комбинации слоев вязких и упругих материалов

2. Результаты экспериментальных исследований эффективности средств индивидульной защиты рук от вибрации

При выборе СИЗ рук от вибраций следует учесть универсальность и эффективность изделия. Основной характеристикой АВ рукавиц или перчаток является уровень гашения вибрации в той октавной полосе частот, с которой чаще всего сталкивается рабочий в технологической операции. Например, на Рис.2 представлены значения вибрации ручных инструментов (М6 – рубильный пневматический молоток, ПР 20 – перфоратор, горное сверло – перфоратор) и допустимые значения локальной вибрации по СанПиН 2.2.2.540-96 «Гигиенические требования к ручным инструментам и организации работ». Для всех устройств отмечен повышенный уровень опасности вибрационного воздействия в октавных полосах частот 8 - 125 Гц.

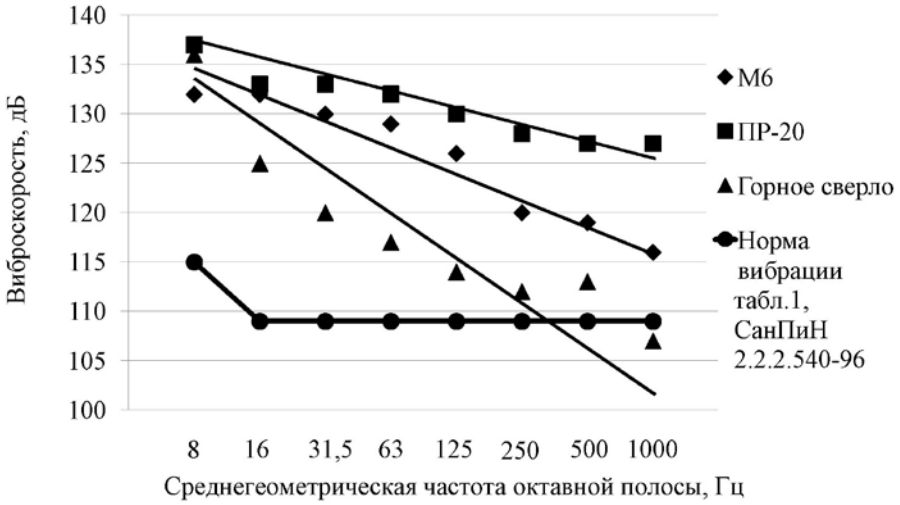


Рис. 2. Характеристики вибрации ручного инструмента

В таблицах 1 и 2 представлены результаты испытаний АВ рукавиц и перчаток различных конструкций, проведенных в соответствии с методикой ГОСТ 12.4.002-97 «Средства защиты рук от вибрации. Технические требования и методы испытаний».

Отметим, что при работе с рубильными молотками вредные факторы не могут быть полностью сняты применением современных средств индивидуальной защиты, даже на повышенных частотах в 1000 Гц.

Таблица 1
Эффективность защитных свойств антивибрационных рукавиц различных конструкций при усилии нажатия 100 Н

Объект	**Защитный элемент**	**Эффективность защитных свойств, дБ в октавных полосах частот, Гц**						
		8; 16	31,5	63	125	250	500	1000
ГОСТ 12.4002-97 Тип 2а	До 8 мм	1,0	2,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Рукавицы								
Республика Беларусь	Поролоновый (Рис.1, а)	1,0	2,0	2,0	3,0	5,0	6,0	8,0
Вибротон ИЧП Геворкяна	Резиновая вставка или пористый материал (Рис.1, в)	1,0	2,0	2,0	4,0	8,0	9,0	9,0
Восток-Сервис – Спецкомплект	Трубчатый (Рис.1, б)	1,0	2,0	2,0	4,0	5,0	8,0	10,0
Турбо Онега ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД»	Комб-ЮВ (Рис.1, д)	1,0	2,0	3,0	5,0	8,0	10,0	11,0
Турбо Сибирь ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД»	Комб-ЮВ (Рис.1, д)	1,0	2,0	3,0	4,0	7,0	10,0	12,0
Турбо Классик ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД»	Комб-ЮВ (Рис.1, д)	1,1	2,3	2,8	4,6	6,2	9,3	10,2
Турбо Донбасс ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД»	Комб-ЮВ (Рис.1, д)	1,0	3,0	4,0	6,0	8,0	11,0	12,0

Для всех средств индивидуальной защиты единой закономерностью остается их низкая эффективность в октавных полосах со среднегеометрическими частотами: 8 Гц; 16 Гц; 31,5 Гц и 63 Гц. У АВ рукавиц «Турбо Донбасс» зарегистрированы наиболее высокие характеристики в данных проблемных диапазонах. В октавной полосе с частотой 31,5 Гц эффективность защитных свойств равна 3 дБ, а в следующем диапазоне (среднегеометрическая частота 63 Гц) этот показатель достиг 4 дБ. При частоте 125 Гц наибольший уровень противодействия вредным факторам воздействия ручных инструментов 6 дБ наряду с моделью «ТУРБО Донбасс» продемонстрировали АВ перчатки «НТОТ ЛОРД». В частотном диапазоне 125 – 250 Гц относительно высокие

показатели у изделий фирм ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД», ООО «ХК Зеленый Берег XXI» и ИЧП Геворкяна. В интервале спектров 500 – 1000 Гц все исследованные СИЗ показали высокие результаты, а у АВ перчаток «Вибростат 03», рукавиц «Турбо Донбасс» и «Турбо Сибирь» параметр подавления вибрации достигает 12 дБ, что в 2 раза превосходит нормы эффективности защитных свойств ГОСТа 12.4.002-97 Тип 2а.

Таблица 2

Эффективность защитных свойств антивибрационных перчаток различных конструкций при усилии нажатия 100 Н

Объект	**Защитный элемент**	**Эффективность защитных свойств, дБ в октавных полосах частот, Гц**						
		8; 16	31,5	63	125	250	500	1000
ГОСТ 12.4.002-97 Тип 2а	До 8 мм	1,0	2,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Перчатки								
X-MARINA S-Gloves	Пенополи-этиленовый (Рис.1, в)	1,0	1,8	2,0	4,0	4,5	5,8	13,6
TEGERA EJENDALS	Пенополи-этиленовый (Рис.1, а)	1,0	2,0	2,0	3,0	5,0	8,0	9,0
ВибраГард Ansell	Gelform (Рис.1, г)	1,2	2,0	2,1	4,0	4,5	7,5	9,1
НТОТ АМИД ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД»	Комб-ЮВ (Рис.1, д)	1,2	2,1	2,3	4,1	5,1	6,8	7,8
НТОТ 3 ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД»	Комб-ЮВ (Рис.1, д)	1,0	2,0	3,0	5,0	6,0	9,0	10,0
НТОТ ЛОРД ООО «ОПТИМИКСТ ЛТД»	Комб-ЮВ (Рис.1, д)	1,0	2,0	3,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Вибростат-03 Ампаро ООО «ХК «Зеленый Берег XXI»	Airgel (Рис.1, г)	1,0	2,0	3,0	5,0	7,0	10,0	12,0

Основываясь на экспериментальных данных, представленных в таблицах 1 и 2, можно осуществить выбор предпочтения изделий, изготовленных из слоистых композиций с комбинацией упругих и вязких материалов, для работ с наиболее опасным для здоровья рабочего ручным инструментом.

3. Влияние толщины упругих элементов

Оценку влияния толщины упругих вставок проводили для выявления способов повышения эффективности средств индивидуальной защиты рук от механического воздействия вибрации. Испытания рукавиц «Турбо Онега» с полностью тканевой основой (в таблице 1 приведены данные об эффективности изделия с кожаной ладонью) провели в

соответствии с методами испытаний ГОСТ 12.4.002-97, меняя высоту (*h*) цилиндра - упругого элемента с закрытой пористостью от 0 до 8 мм (Рис.1, д) в АВ вкладыше. Диски имеют диаметр 15 мм и запечатаны между слоями пленки и ткани (Рис.1, д).

Результаты испытаний показали, что вкладыши с толщиной упругих элементов 6 мм и 8мм соответствуют нормативным требованиям как типа 2а для усилия нажатия в 100 Н (Рис.3), так и типа 2б для усилия нажатия 200 Н (Рис.4). У образцов с толщиной упругого элемента *h* = 4 мм и менее в некоторых октавных полосах АВ характеристики не соответсвуют требованиям ГОСТа 12.4.002-97. Явной зависимости эффективности защитных свойств от толщины упругого элемента не выявлено.

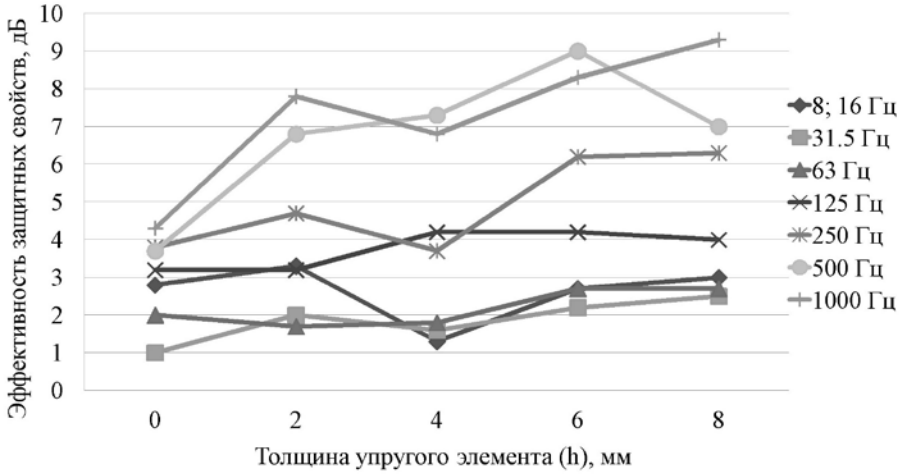


Рис. 3. Зависимость показателей эффективности рукавиц «Турбо Онега» от толщины (*h*) упругих АВ элементов при силе нажатия 100 Н в полном спектре частот

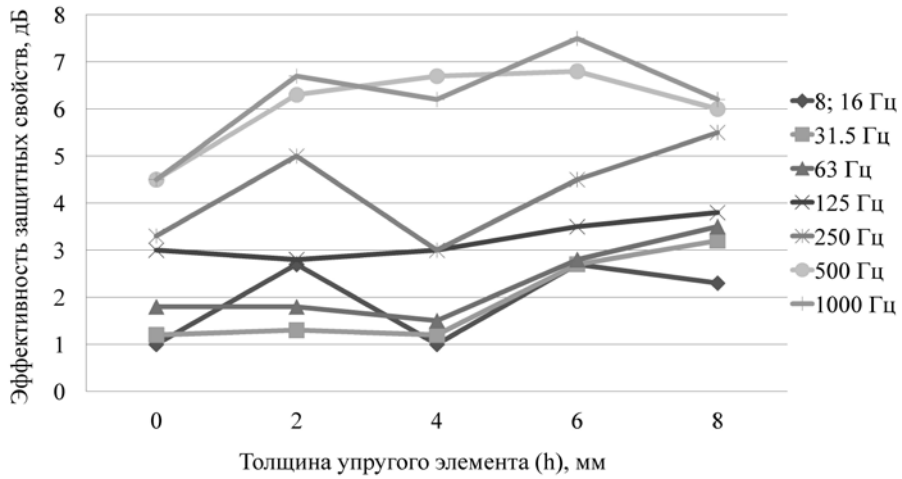


Рис. 4. Зависимость показателей эффективности рукавиц «Турбо Онега» от толщины (*h*) упругих АВ элементов при силе нажатия 200 Н в полном спектре частот

Заключение

Вопрос защиты рук от вредного производственного фактора вибрации актуален в наши дни. При этом практически все испытанные СИЗ рук от вибрации находятся в соответствии с техническими требованиями ГОСТа 12.4.002-97. Анализ полученных результатов показал, преимущество в эффективности характеризует отечественные перчатки

с гелевой вставкой и отечественные рукавицы и перчатки с комбинированными слоистыми АВ элементами. При этом конструкции, состоящие из нескольких слоев упругодемпфирующих материалов, могут давать дополнительный эргономический эффект за счет адаптации конструкции СИЗ к особенностям технологического процесса.

Список литературы

1. Бутковская З.М., Смирнов В.В. Основные критерии для гигиенической сертификации средств индивидуальной защиты рук от локальной вибрации // Медицина труда и промышленная экология. – 1999. – №5. – С. 34-36.

2. Coel V.K., Rim K. Role of gloves in reducing vibration: an analysis for pneumatic chipping hammer // Amer. Industr. Hyg. Ass. J. – 1987. Vol.1, №48. – P. 9-14.

3. Смирнов В.В., Булдаков П.Ю., Бухаров С.Н., Вьюненко Ю.Н., Хлопков Е.А., Мыцких С.И. Влияние конструктивных решений на эффективность индивидуальных средств защиты рук от вибрации. // Защита от повышенного шума и вибрации: сборник докладов Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием.: СПб., 2017. – С.658-665.

4. Смирнов В.В., Булдаков П.Ю., Бухаров С.Н., Вьюненко Ю.Н., Хлопков Е.А. Сравнительное исследование характеристик эффективности антивибрационных рукавиц и перчаток различных конструкций // Учен. зап. физ. фак-та Моск. ун-та. – 2017. – №5. – 1751409 С. 1-4.

5. Севастьянов Б.В., Тюрин А.П., Парахин Д.В. Средства индивидуальной защиты рук от локальной импульсной вибрации, обзор существующих моделей и предложения по конструированию // Промышленная и экологическая безопасность. – 2007. – №4. – С.74-75.

6. Рукавица с пневмовиброзащитой [Текст] : пат. 2450782 Рос. Федерация : МПК$_7$А 41 D 13/08 / Кочетов О.С., Стареева М.О. ; заявитель и патентообладатель Кочетов О.С., Стареева М.О. – № 2011103852/12 ; заявл. 03.02.2011 ; опубл. 20.05.2012, Бюл. № 14.

7. Виброзащитные перчатки (полуперчатки) [Текст] : пат. 107669 Рос. Федерация : МПК$_7$А 41 D 19/015 / Фатхутдинов Р.Х., Тарасов Л.А., Комлев Р.А., Лексина Е.А., Антонович О.А., Ахтямова Л.Д., Сухова А.А. ; заявитель и патентообладатель ОАО "Казан. хим. науч.-исслед. инст." – № 2011117423/12 ; опубл. 29.04.2011.

8. Устройство для индивидуальной защиты рук от вибрации. [Текст] : пат. 2264140 Рос. Федерация : МПК$_7$А 41 D 13/08 / Устьянцев С.Л. ; заявитель и патентообладатель ООО "Медицина и Экология" – № 2004119503/12 ; заявл. 25.06.2004 ; опубл. 20.11.2005, Бюл. № 32

9. Каминский С.Л., Смирнов К.М., Жуков В.И., Краснощеков Н.А. Средства индивидуальной защиты: справ. Л.: Химия, 1989. – 400 с.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 504.055
OECD 02.07.IH

Влияние климатических факторов на определение требуемого снижения шума тягодутьевых машин ТЭС

Тараторин А.А.[1*], Мухаметов А.Б.[2]
[1]Старший преподаватель кафедры ТЭС «НИУ «МЭИ», г. Москва, Россия
[2]Студент «НИУ «МЭИ», г. Москва, Россия

Аннотация

В статье рассмотрено влияние региональных климатических факторов на расчёт распространения шума от осевых тягодутьевых машин ТЭС. Для анализа влияния построена модель конденсационной ТЭС мощностью 620 МВт, работающей на угле, и выполнен акустический расчёт, подтверждающий превышение нормативных уровней звукового давления и уровня звука на границе санитарно-защитной зоны на расстоянии 1000 м. Для климатических условий Санкт-Петербурга определено изменение превышения нормативов в течение года для 8 расчётных точек (для двух значений высот в каждой точке). Наибольшее изменение составило 1,7 дБА.

Спектр шума осевых тягодутьевых машин характеризуется наличием тональных составляющих, что приводит к ужесточению санитарных норм на 5 дБ. При одинаковых значениях эквивалентного шума, тональный шум субъективно хуже воспринимается человеком в сравнении с широкополосным. Вместе с тем, в течение года наблюдается объективное изменение уровней шума. Для характерных типов осевых машин ТЭС определяются значения частот, на которых отмечается наличие тональных составляющих, и для этих частот проведён анализ изменения затухания за счёт влияния климатических факторов. Показано, что учёт влияния климатических факторов при расчёте уровней шума необходим для корректного определения величины требуемого снижения.

Ключевые слова: распространение шума, тягодутьевые машины, климатические факторы, ТЭС.

The influence of climatic factors on determination of the required noise reduction of boiler blow fans TPP

Taratorin A.A.[1], Mukhametov A.B.[2]*
[1]Senior Lecturer, National Research University "MPEI", Moscow, Russia
[2] Student, National Research University "MPEI", Moscow, Russia

Abstract

The article considers the influence of regional climatic factors on the propagation of noise from axial of boiler blow fans of thermal power plants calculation. To analyze the impact, a model of a TPP with a capacity of 620 MW operating on coal was developed. An acoustic calculation was performed confirming that the sound pressure level and sound level were exceeded at the boundary of the sanitary protection zone at a distance of 1000 m. during the year for 8 calculating points (for two heights at each point). The largest change of sound level during the year occurred 1.7 dBA.

The noise of axial fans is characterized by the presence of tonal components, which leads to decrease of sanitary standards by 5 dB. With the same values of the equivalent noise, tonal noise is subjectively less perceived by man than broadband. However, during the year there is an objective change in noise levels. For typical types of TPP's axial fans, the frequencies are determined, on which the presence of tonal components is noted, and for these frequencies, the attenuation change is analyzed due to the influence of climatic factors. It is shown that taking into account the influence of climatic factors when calculating noise levels is necessary to correctly determine the magnitude of the required reduction.

Key words: *noise propagation, boiler blow fans, climatic factors, thermal power plants.*

[*]*Автор корреспондент: TaratorinAA@mpei.ru (Тараторин А.А.)*

Введение

Шум оказывает комплексное негативное воздействие на организм человека и сравнивается с такими явлениями, как разрушение озонового слоя и кислотные дожди [1]. В современных условиях роста производства темпы энергопотребления и генерации электроэнергии постоянно возрастают. В 2018 году рост потребления электроэнергии в России составил 1,5% по сравнению с 2017 годом, при этом на тепловых электрических станциях (ТЭС) было выработано 681 829,5 млн. кВт·ч (увеличение производства на 1,6%), что составляет 63,7% в общей структуре выработки электроэнергии по типам электростанций ЕЭС России [2]. На сегодняшний день в России ТЭС являются основным источником электрический, а в крупных городах и тепловой энергии. Наряду с другими видами воздействия на окружающую среду, ТЭС вносят вклад в шумовое загрязнение городов и мест длительного пребывания людей, которое в каждом конкретном случае определяется составом оборудования и технологией производства тепловой и электрической энергии. В этой связи шум от объектов теплоэнергетики может иметь различные частотные и временны́е характеристики.

На крупных ТЭС для обеспечения работы энергетических паровых котлов обычно используются осевые тягодутьевые машины: дымососы (ДС) – для удаления продуктов сгорания через дымовую трубу в атмосферу и дутьевые вентиляторы (ДВ) – для подачи воздуха в котёл. Тягодутьевые машины являются источниками постоянного шума для прилегающих к ТЭС территорий и во многих случаях являются причиной превышения санитарных норм по фактору акустического воздействия в окружающем районе. Шум от тягодутьевых машин имеет в основном аэродинамическую природу, а особенность шума осевых дымососов и дутьевых вентиляторов заключается в наличии тональных составляющих в спектре. Шум излучается в окружающую среду от воздухозаборных окон и устьев дымовых труб, причём независимо от высоты дымовой трубы шум беспрепятственно распространяется на прилегающей территории, поскольку трубы ТЭС как правило выше окружающих их зданий и сооружений. В статье рассматривается влияние климатических факторов на определение требуемого снижения шума тягодутьевых машин ТЭС, расположенной в климатических условиях Санкт-Петербурга.

1. Описание расчётной модели и анализ результатов расчётов

На Рис. 1 представлена схема расчётной модели конденсационной электростанции мощностью 2480 МВт (4 блока установленной электрической мощностью 620 МВт), работающей на Экибастузском угле марки СС. При выполнении акустических расчётов, учитывалось, что на каждом блоке установлены два дымососа марки ДОД-43-500 и два дутьевых вентилятора марки ВДОД-31,5-С. Шумовые характеристики источников приняты по каталогам производителей. Указанные на Рис. 1 строения учитывались в расчёте как препятствия распространению шума, а также как объекты отражения звуковых волн.

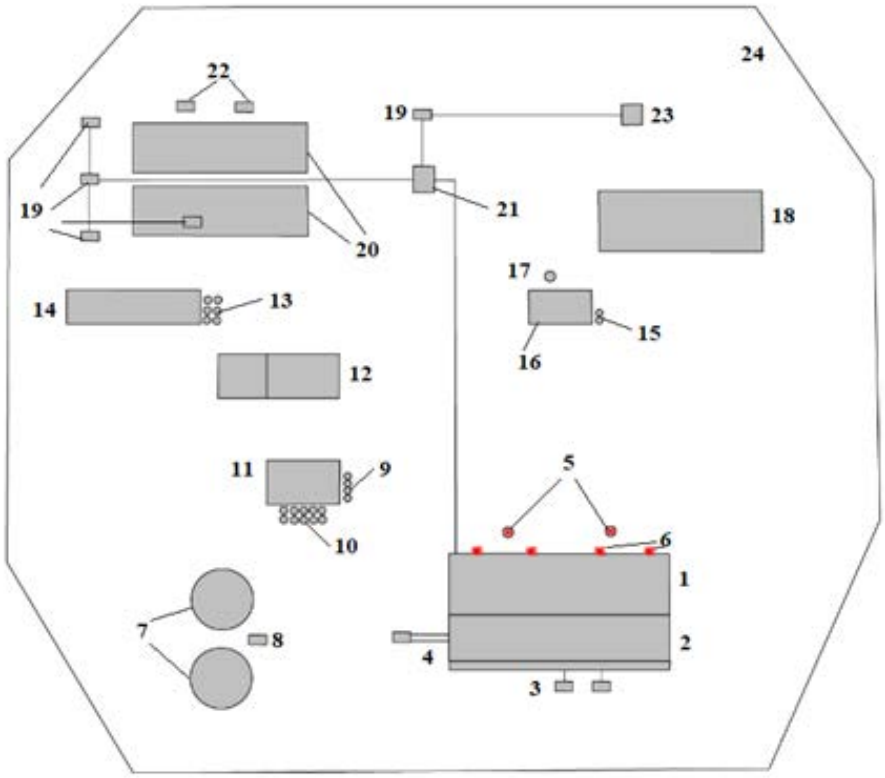


Рис. 1. Расчётная модель: 1 – котельное отделение; 2 – турбинное отделение; 3 – площадки трансформаторов; 4 – переходный мост; 5 – дымовые трубы; 6 – воздухозаборные окна дутьевых вентиляторов; 7 – градирни; 8 – циркуляционная насосная; 9 – баки запаса конденсата; 10 – баки с водой; 11 – здание водоподготовительных установок; 12 – здание ремонтного блока; 13- склад масла; 14 – маслонасосная; 15 – баки умягченной воды; 16 – пусковая котельная; 17 – дымовая труба пусковой котельной; 18 – санитарно-техническое сооружение; 19 – узел пересыпки; 20 – склад угля; 21 – промежуточная ёмкость; 22 – загрузочные бункеры; 23 – ЖД разгрузочная; 24 – границы территории ТЭС

Схемы подключения дымососов к дымовым трубам и дутьевых вентиляторов к воздухозаборному окну показаны на Рис. 2. Согласно представленным схемам выполнен расчёт затухания шума в металлических газовоздухопроводах для определения уровней звуковой мощности точечных источников шума, которые использовались в дальнейшем расчёте в специализированный программе.

Для анализа влияния климатических факторов на требуемое снижение шума тягодутьевых машин ТЭС выбраны 8 точек. В соответствии с СанПиНом 2.2.1/2.1.1.1200-03 [3] промышленные объекты, мощностью более 600 МВт, производящие электрическую и тепловую энергию при сжигании минерального топлива, относятся к I классу опасности и имеют размер ориентировочной санитарно-защитной зоны (СЗЗ) 1000 м. Расчётные точки выбраны на границе СЗЗ по направлениям сторон света. В каждой из точек расчёт производился для высот 1,5 м и 20 м над уровнем земли.

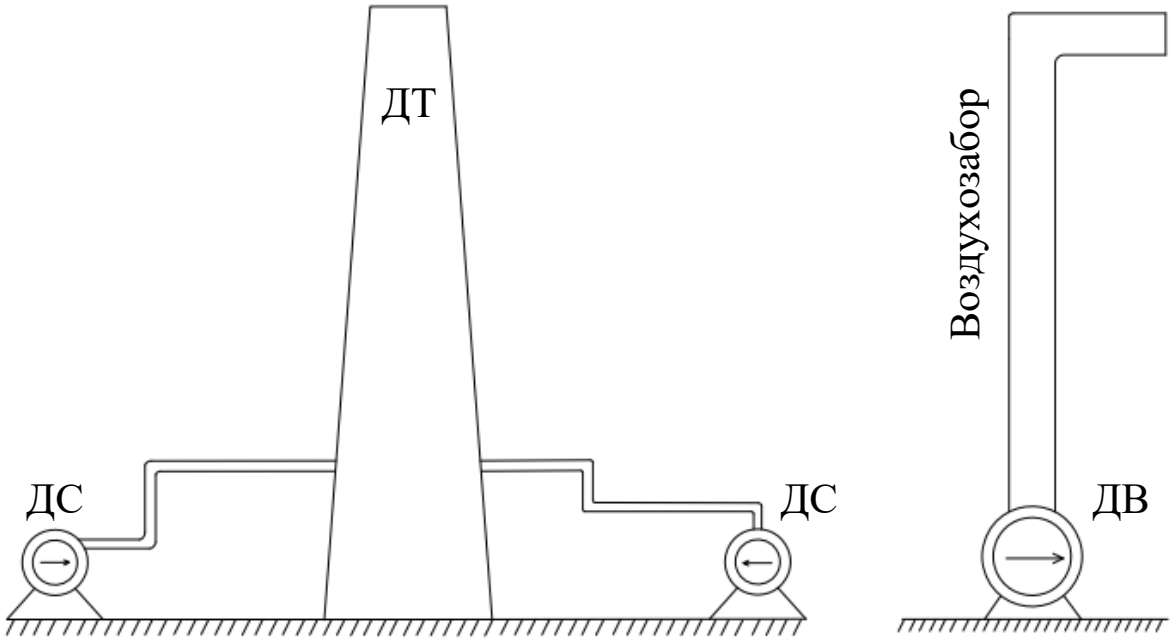


Рис 2. Схемы подключения дымососов к дымовой трубе и дутьевых вентиляторов к воздухозаборному окну

Для выполнения акустических расчетов использована программа Predictor, которая позволяет выполнять расчёты согласно ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) [4].

При климатических условиях города Санкт-Петербурга (см. таблицу 1) с учётом изменения температуры и относительной влажности в течение года для были определены уровни звукового давления (УЗД) в расчётных точках для октавных полос со среднегеометрическими частотами 31,5-8000 Гц и уровни звука (УЗ) по шкале А. Как показывают расчёты, влияние изменения барометрического давления на коэффициент затухания звуковой волны при распространении в атмосфере пренебрежимо мало.

Таблица 1
Изменение температуры и влажности для климатических условий города Санкт-Петербурга

	янв.	**фев.**	**мар.**	**апр.**	**май**	**июн.**	**июл.**	**авг.**	**сен.**	**окт.**	**нояб.**	**дек.**
***t.* ºC**	-6,6	-6,3	-1,5	4,5	10,9	15,7	18,3	16,7	11,4	5,7	0,2	-3,9
φ. %	86	83	77	69	64	68	72	76	80	83	87	86

Результаты расчётов для октября месяца показаны на Рис. 3.

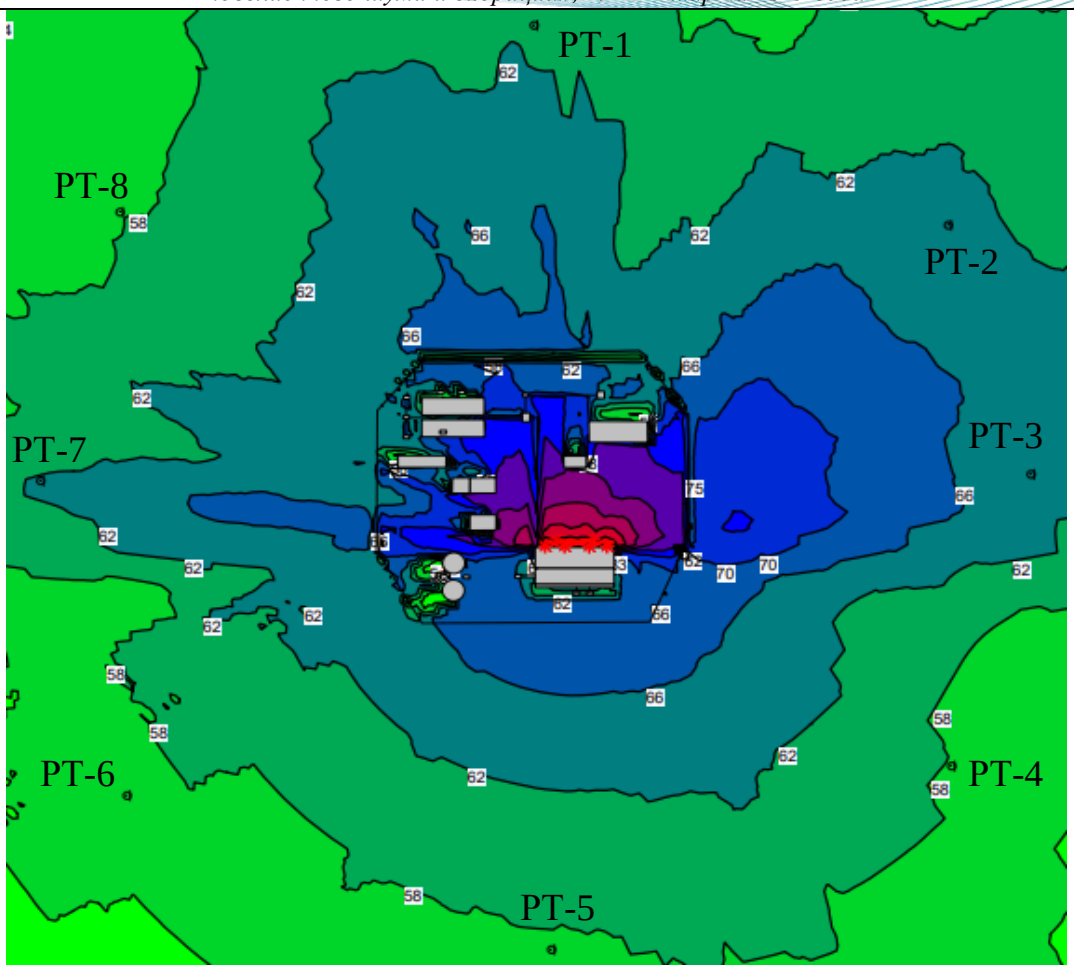


Рис. 3. Изолинии распространения шума тягодутьевого оборудования

Максимальное изменение УЗД и УЗ в расчётных точках в течение, определялось по расчётным данным с помощью формулы:

$$\Delta L_{i\ \max} = \begin{cases} \max\left(L_i\right) - \min\left(L_i\right), & \text{при } L_i > 0 \\ 0, & \text{при } L_i \le 0 \end{cases}, \qquad (1)$$

где L_i - вектор расчётных значений УЗД и УЗ в расчётной точке, состоящий из 12 элементов, соответствующих месяцам года.

Результаты расчётов по формуле (1) представлены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты акустических расчётов

№ точки	Изменение уровней звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
h=1.5 м										
1	0,1	0,1	0,1	0,9	1,9	3,6	18,4	0,0	0,0	1,6
2	0,0	0,0	0,2	0,7	1,7	3,3	16,6	0,0	0,0	1,6
3	0,1	0,0	0,1	0,7	1,6	3,0	15,0	0,0	0,0	1,6
4	0,1	0,1	0,2	0,7	1,6	3,7	15,6	0,0	0,0	1,4
5	0,0	0,0	0,1	0,6	1,6	3,5	14,9	0,0	0,0	1,4
6	0,0	0,1	0,1	0,7	1,9	3,7	18,0	0,0	0,0	1,6
7	0,0	0,0	0,2	0,8	1,9	3,5	17,7	0,0	0,0	1,7
8	0,1	0,1	0,2	0,8	2,0	3,7	19,1	0,0	0,0	1,6
h=20 м										

№ точки	Изменение уровней звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	0,0	0,1	0,2	0,8	1,9	3,6	18,4	0,0	0,0	1,5
2	0,0	0,1	0,2	0,7	1,8	3,3	16,6	0,0	0,0	1,4
3	0,0	0,1	0,1	0,7	1,6	3,0	15,0	0,0	0,0	1,3
4	0,0	0,0	0,1	0,6	1,6	3,7	15,5	0,0	0,0	1,4
5	0,0	0,0	0,1	0,6	1,6	3,6	14,9	0,0	0,0	1,4
6	0,1	0,0	0,2	0,7	1,8	3,7	17,9	0,0	0,0	1,6
7	0,0	0,0	0,2	0,7	1,9	3,5	17,7	0,0	0,0	1,5
8	0,1	0,1	0,2	0,8	2,0	3,9	19,3	0,0	0,0	1,7

Как видно, для частот (31,5-250 Гц) изменение УЗД и УЗ в течение года незначительно и сопоставимо с погрешностью расчётов и измерений. Для частот 500, 1000 и 2000 Гц изменение расчётных значений УЗД велико и должно учитываться при выборе мероприятий для снижения шума.

Результаты расчёта позволяют отметить следующее. Для высоких частот $f \geq$ 4000 Гц коэффициент звукопоглощения атмосферой α принимает большие значения и весьма существенно изменяется в течение года [5,6]. Вместе с тем влияние климатических факторов для высоких частот $f \geq 4000$ Гц при проведении акустических измерений трудно или практически невозможно зафиксировать, т.к. за счёт больших значений затухания шума вследствие звукопоглощения атмосферой A_{atm} и дивергенции A_{div} расчётные УЗД на этих частотах в расчётных точках будут ниже нуля:

$$A_{div} + A_{atm} > L_i \,, \qquad (2)$$

На практике это означает, что при проведении акустических измерений в расчётных точках при частотах $f \geq 4000$ Гц будут зафиксированы только фоновые значения шума по отношению к рассматриваемым источникам.

На Рис. 4-8 показано изменение УЗД для частот 250-2000 Гц и УЗ в течение года.

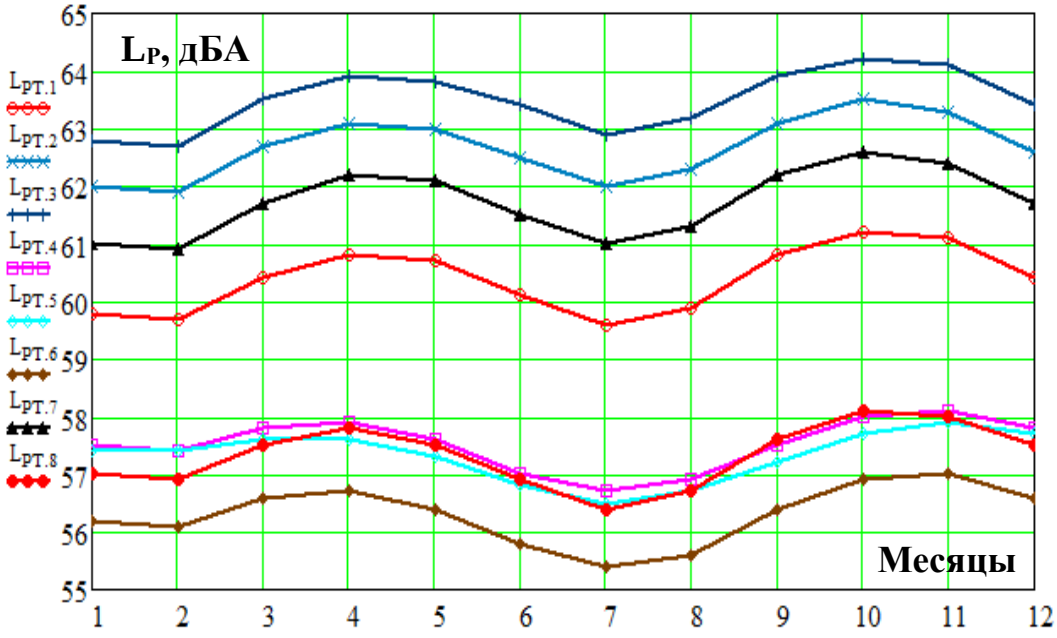


Рис.4. Уровень звука по шкале А для РТ на высоте 1.5 м

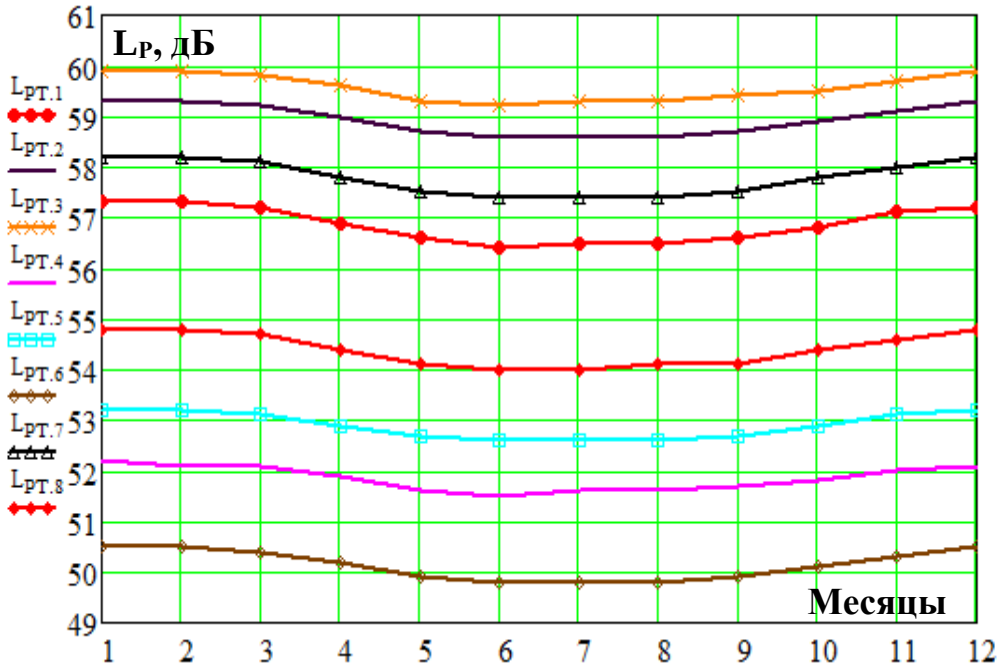


Рис.5. УЗД для среднегеометрической частоты 250 ГЦ для РТ на высоте 1.5 м

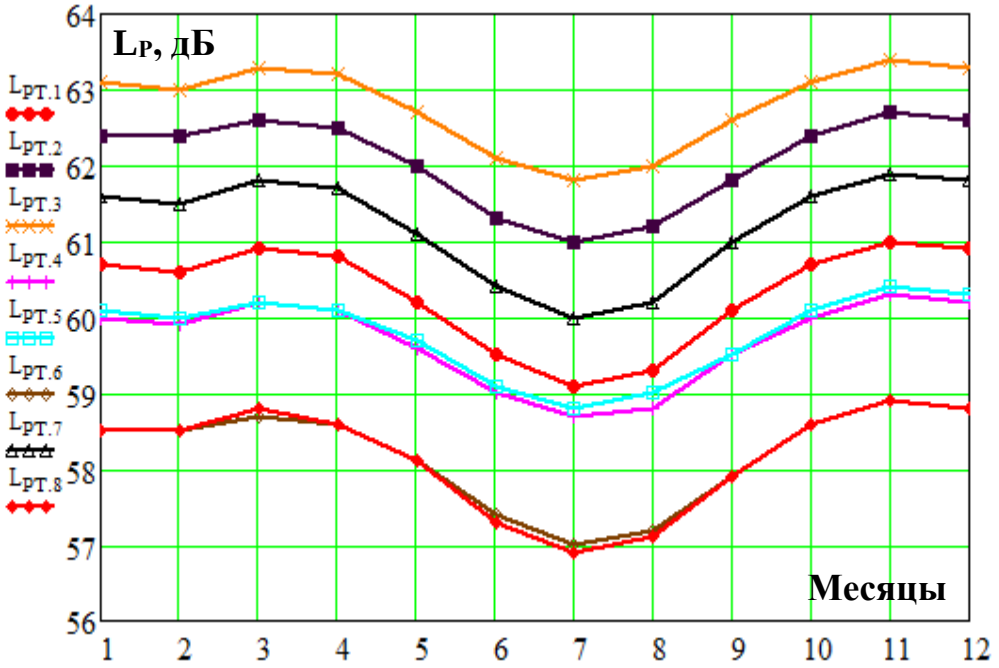


Рис. 6. УЗД для среднегеометрической частоты 500 ГЦ для РТ на высоте 1.5 м

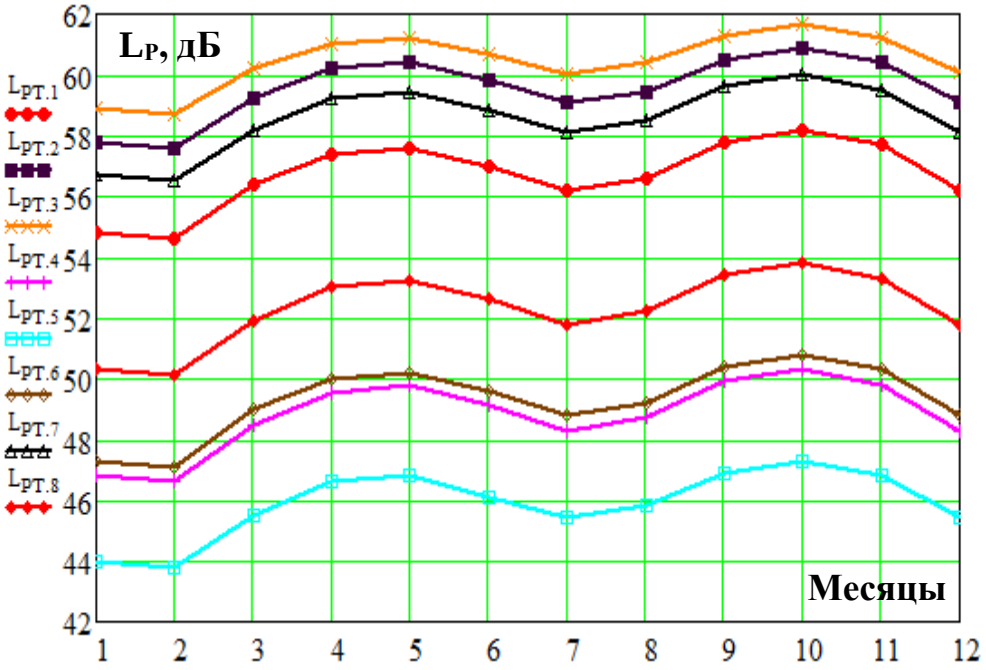


Рис. 7. УЗД для среднегеометрической частоты 1000 ГЦ для РТ на высоте 1.5 м

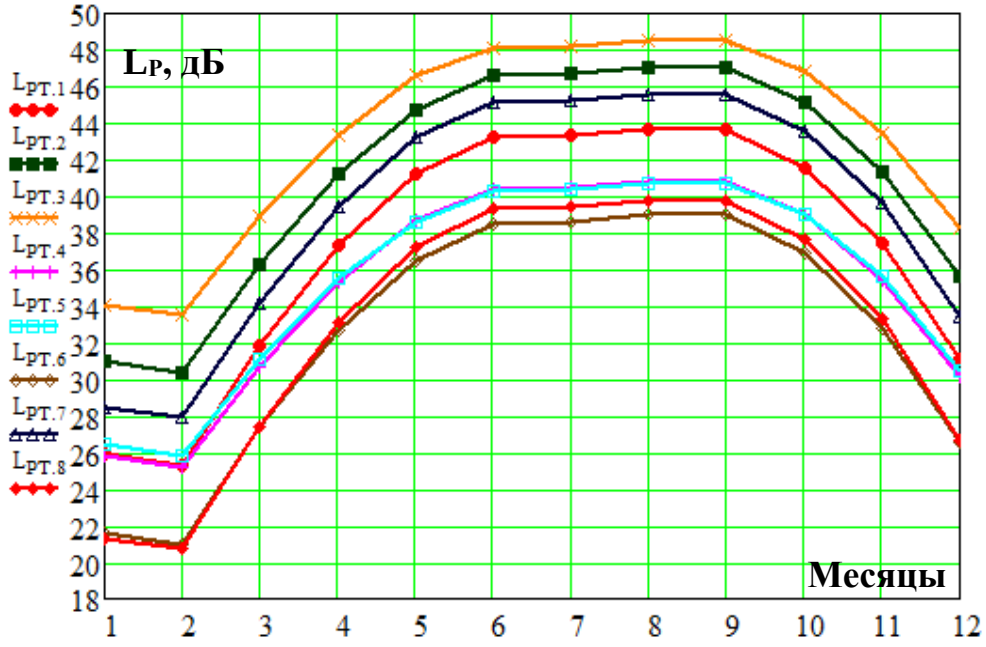


Рис. 8. УЗД для среднегеометрической частоты 2000 ГЦ для РТ на высоте 1.5 м

Из анализа графических зависимостей следует, что минимальный уровень звука по шкале А при размещении ТЭС в климатических условиях города Санкт-Петербурга наблюдается в июле месяце. Рассматривая октавные полосы со среднегеометрическими частотами, наблюдаем, что изменение уровней звукового давления на низких частотах (f⩽250 Гц) в течение года пренебрежимо мало. Для частот 500-2000 Гц значение уровней звукового давления значительно зависит от климатических условий. Для частоты 500 Гц минимальное значение УЗД во всех расчётных точках наблюдается в июле. Наименьшее значение достигается в расчётной точке 8 и составляет 57 дБА. Для частоты 2000 Гц в июле УЗД напротив принимают одно из наибольших значений. Полученные результаты свидетельствуют о сложной зависимости коэффициента звукопоглощения атмосферой от температуры и влажности воздуха, а также от частоты звуковой волны.

2. Влияние климатических факторов на распространение тонального шума тягодутьевых машин

Особенность шума осевых тягодутьевых машин заключается в наличии тональных составляющих в спектре, наличие которых приводит к ухудшению восприятия шума человеком, в связи с чем к установленным санитарными нормами допустимым УЗД вводится поправка -5 дБ [7]. В работах, посвящённых снижению тонального шума различных вентиляторов [8-12] предлагается оптимизации конструкций самих машин, при этом достигается снижение шума на 3-5 дБ. Как видно из расчётов требуемое снижение шума достигает 25-30 дБ, что может быть достигнуто установкой абсорбционных глушителей [13]. В данном разделе рассматривается влияние климатических факторов на достигаемые в расчётных точках УЗД при частотах, соответствующих тональным составляющим.

Максимум в спектре шума осевой тягодутьевой машины приходится на так называемую лопаточную частоту и определяется как [1]:

$$f_л = k \cdot n \cdot z\,, \qquad (2)$$

где k – номер гармоники (для осевых тягодутьевых машин k=2, 3), n – частота вращения, z – количество лопаток.

Для наиболее часто встречающихся комбинаций конструкций рабочих колёс осевых тягодутьевых машин и их частот вращения, для 2 и 3 гармоник значения лопаточных частот изменяются от 198 до 597 Гц. Значения лопаточных частот позволяют определить максимальное изменение коэффициента звукопоглощения атмосферой $\Delta\alpha = \alpha_{max} - \alpha_{min}$ и затухания в атмосфере ΔA_{atm} для расчётных точек при климатических условиях города Санкт-Петербурга. Для расчётных точек, находящихся на расстоянии 1000 м от источника шума, значения $\Delta\alpha$ и ΔA_{atm} совпадают. Результаты расчёта приведены в таблице 3. Также в таблице показаны результаты расчёта тех же величин для ближайших среднегеометрических частот третьоктавных полос.

Таблица 3

Максимальное изменение затухания в атмосфере шума тягодутьевых машин (дБ) для лопаточных и ближайших среднегеометрических частот третьоктавных полос

Лопаточная частота, Гц									
198	239	298	331	358	398	446	496	537	597
0,3	0,4	0,6	0,8	0,8	1,0	1,1	1,2	1,3	1,3
Среднегеометрическая частота третьоктавной полосы									
200		250		315		400	500		630
0,3		0,5		0,7		1,0	1,2		1,3

Анализ полученных результатов показывает, что при преобладающей второй гармонике изменение тональной составляющей в расчётной точке в течение года будет незначительны. Для третьей гармоники изменение тональной составляющей в расчётной точке в течение года достигает 1,3 дБ, что должно учитываться при выполнении акустических расчётов и разработке мероприятий для снижения шума.

Заключение

В статье впервые приведены сведения об изменении УЗД в расчётных точках в течение года от совокупного воздействия шума осевых тягодутьевых машин крупной ТЭС. Получено, что при удалении расчётных точек от рассматриваемых источников шума более 1000 м влияние климатических факторов возможно проследить только для среднегеометрических частот в интервале от 500 до 2000 Гц. Для низких частот коэффициент затухания в атмосфере в течение года меняется незначительно. Для высоких частот совместное затухание в атмосфере и за счёт дивергенции достигает значений,

превосходящих уровни звуковой мощности источника шума на этих частотах, что приводит к невозможности зафиксировать влияние климатических факторов средствами измерений. Наибольшее изменение УЗД в расчётных точках в течение года составило: 2,0 дБ для среднегеометрической частоты 500 Гц; 3,9 дБ для среднегеометрической частоты 1000 Гц; 19,3 дБ для среднегеометрической частоты 2000 Гц.

Значения лопаточных частот тонального шума, характерного для осевых тягодутьевых машин ТЭС также попадают в интервал 500-2000 Гц. Расчёты показали, что годовое колебание УЗД для среднегеометрических частот третьоктавных полос, ближайших к лопаточным частотам, составляет 1,0-1,3 дБ.

Список литературы

1. Тупов В.Б. Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду. М.: МЭИ, 2012. – 284 с.

2. Отчет о функционировании ЕЭС России в 2018 году // Единый оператор энергетической системы. 31.01.2018. http://so-ups.ru

3. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов. Утв. Постановлением Главного государственного санитарного врача РФ от 25 сентября 2007 г. № 74 (с изменениями от 25 апреля 2014 г.) // Российская газета, 9 февраля 2008 г., № 28.

4. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996). Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. – М.: Стандартинформ, 2006.

5. Тупов В.Б., Тараторин А.А. Влияние климатических факторов и поверхности земли на требуемое снижение уровня шума от энергетического оборудования//Теплоэнергетика. 2013. №7. С.37-42.

6. Тупов В.Б., Тараторин А.А., Скворцов В.С. Влияние региональных климатических факторов на снижение уровня шума от энергетического оборудования//Теплоэнергетика. 2018. №11. С.72-77.

7. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. М.: Минздрав России, 1996. – 10 с.

8. Милешин В. И. и др. Оптимизация незакапотированных лопаток винтовентилятора на основе 3D-обратной задачи с целью уменьшения его тонального шума //Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т. 17. – №. 1. – С. 87-99.

9. Власов Е. Н., Терехов А. Л. Оценка снижения уровня тонального шума центробежных машин с лопаточным диффузором при различном соотношении чисел лопаток рабочего колеса и диффузора //Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2004. – №. 2. – С. 60-67.

10. Власов Е. Н. Снижение тонального шума двухпоточных центробежных нагнетателей //Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2004. – №. 2. С. 68-76.

11. Власов Е. Н., Мамаев В. К., Ковалёв К. А. Тональный шум центробежных нагнетателей на компрессорных станциях и его снижение //Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2012. – №. 2. С. 57-67.

12. Тимушев С. Ф. и др. Моделирование источника и акустического поля тонального шума лопаточных машин //Noise Theory and practice. – 2017. – Т. 3. – №. 3 (9). С. 19-30.

13. Тупов В.Б., Тупов Б.В. Снижение шума тягодутьевых машин абсорбционными глушителями // Электрические станции. – 2016. - С.48-52.

УДК 534.231
OECD 01.03.AA

К вопросу визуализации акустического поля устройства защиты от шума

Тюрин А.П.[1], Иванов А.М.[2], Зыков А.М.[3]
[1]Доцент, ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск, Россия
[2]Магистрант ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск, Россия
[3]Аспирант ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск, Россия

Аннотация

В статье предлагается подход к визуализации полученных в эксперименте значений уровней звукового давления при работе устройства защиты от шума. Устройство защиты от шума предназначено для подавления шума в верхней локальной зоне и может быть использовано на стационарных рабочих местах. Измерение уровня звукового давления осуществляется в октавных полосах со среднегеометрическими частотами. Для целей экспериментальных замеров исследуемая зона представляет собой трехмерную сетку определенного размера, которая в программном пакете моделируется в виде цилиндрической области с несколькими уровнями вложенности. Цветовое решение в ячейках будет зависеть от принятой концепции оценки результатов: а) оценка степени превышения фактического уровня звукового давления над предельно-допустимым значением или б) оценка распределения уровней звукового давления по всей трехмерной области исследования. Выбор размера сетки влияет на количество узлов, в которых с помощью инструментальных методов будут измеряться уровни звукового давления на определённой частоте.

Ключевые слова: визуализация, моделирование, размерная сетка, Matlab, уровень звукового давления.

To the question of visualization of the acoustic field of the noise protection device

Tyurin A.P.[1], Ivanov A.M.[2], Zikov A.M.[3]
[1]Assistant professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk , Russia
[2]Master student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University Izhevsk , Russia
[3]Graduate student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk , Russia

Abstract

The article proposes an approach to the visualization of the sound pressure level values obtained in the experiment when operating the noise protection device. The noise protection device is designed to suppress noise in the upper local zone and can be used at stationary workplaces. Sound pressure level measurement is carried out in octave bands with Mid-band frequencies. For the purpose of experimental measurements, the investigated area is a three-dimensional grid of a certain size, which in the software package is modeled as a cylindrical area with several nesting levels. The color solution in the cells will depend on the accepted concept of evaluating the results: a) an assessment of the degree to which the actual sound pressure level exceeds the maximum permissible value, or b) an assessment of the distribution of sound pressure levels over the entire three-dimensional field of study. The choice of grid size affects the number of nodes at which sound pressure levels at a certain frequency will be measured using instrumental methods.

Key words: *visualization, modeling, dimensional grid, Matlab, sound pressure level*

Введение

На этапе планирования эксперимента, при реализации которого будут оцениваться параметры физических, в частности, акустических полей, которые создаются при работе исследуемого технического устройства, важно предусмотреть шаги по визуализации результатов и способах их обработки. Визуализация данных – задача, с которой сталкивается в своей работе любой исследователь. Для примера можно привести тот факт, что для создания благоприятной акустической обстановки на рабочем месте, как правило, выполняют расчет уровня звука, формируемого ненаправленными точечными источниками, и затем полученный результат сопоставляют с действующими санитарными нормами. Это могут быть как точечные, так и полевые оценки. В итоге определяют необходимый уровень требуемого снижения шума [1]. В контексте данного исследования речь идет о способе оценивания акустических полей, создаваемых при работе устройства локального шумоподавления [3]. Принцип работы такого устройства основан на технологиях активного шумоподавления, которые в том числе могут быть реализованы для управления уровнем звука на рабочем месте, пример внедрения которых можно получить, например, из исследований, приведенных в источнике [6]. В настоящее время активно развиваются методы акустической визуализации на основе картографирования поверхности [2].

Среди известных акустических пакетов, которые позволяют моделировать акустические процессы как на локальном, например, шум от вентилятора, так и глобальном уровнях, например, шум от городской улицы, вопросу визуализации акустических полей уделяется пристальное внимание. Применительно к мощным вычислительным пакетам типа COMSOL Multiphysics® в модуле Acoustic или Acoustic Simulation Software в ANSYS® от размерности сетки будет зависеть время расчета и мощность вычислительного оборудования [5].

В более простом случае, в статическом режиме обработки результатов экспериментов, когда численные значения уже известны после проведения эксперимента и замеренных значений уровней звукового давления с помощью шумомеров, задача наглядной визуализации может быть решена с помощью доступного пакета Excel. Однако более тонкие инструменты для работы над данной задачей могут быть реализованы с помощью пакета Matlab®. Правильно выполненный этап будет способствовать верной интерпретации полученных результатов, и позволит сформировать условия, необходимые для дальнейшего совершенствования научного проекта. Объектом научного проекта является устройство защиты от шума, реализованного в виде лабораторного образца, и предназначенного для минимизации или уменьшения воздействия шума на рабочем месте.

1. Этапы моделирования

Задача моделирования может быть разделена на несколько этапов. На пути от реального объекта (системы) к созданию модели возникают различные задачи, в которых каждый шаг зависит от выполнения предыдущего шага. В полном описании ключевые этапы моделирования представляют собой следующие: построение концептуальной модели, ее описание с помощью математического анализа, решение дифференциальных уравнений вычислительными методами и, наконец, выполнение задач постобработки. Схематический обзор такого подхода приведен на рис. 1.

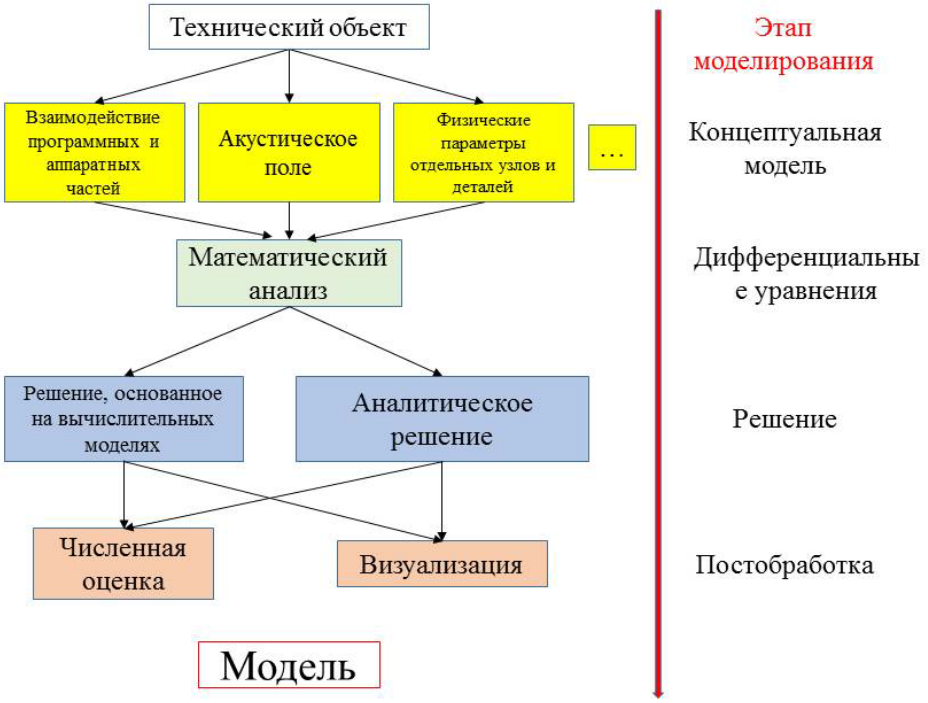


Рис. 1. Этапы моделирования

Сначала должна быть сформулирована концептуальная модель. На основе имеющихся научно-технических знаний и опыта, а также опыта наблюдений за соответствующим техническим объектом должна быть разработана общая концепция. В ней выделяются те ключевые параметры объекта, которые важны применительно к объекту. На этом шаге реализуется качественный подход, экспертная оценка, числовые значения не важны.

Следующим шагом является построение модели с использованием математических терминов и выражений. Далее работа над преобразованиями выражений обычно приводят к формулировке дифференциальных уравнений. Фундаментальные теоретические/эмпирические законы и принципы объединяются, чтобы в конечном итоге получить совокупность дифференциальных уравнений. В простейшем случае существует только одно уравнение, в общем случае возникает система уравнений. Это могут быть обыкновенные дифференциальные уравнения, которые имеют одну независимую переменную. Более общие уравнения в частных производных зависят от более чем одной независимой переменной. Многочисленные примеры показывают, что дифференциальные уравнения должны сопровождаться граничными и начальными условиями для завершения математического описания.

Следующий шаг связан с использованием электронно-вычислительных машин, на которых решаются полученные системы дифференциальных уравнений с учетом начальных и граничных условий. В настоящее время существуют множество подходов для обеспечения решений. В некоторых случаях решения могут быть выражены явными формулами, которые могут быть легко реализованы с помощью доступного математического программного обеспечения. В других случаях даже сложных аналитических формул недостаточно. Тогда можно использовать вычислительные процедуры и методы. Достаточно найти такое приблизительное решение, которое будет удовлетворять критериям достигнутой точности. В пакетах программного обеспечения имеются хорошо отработанные стратегии, в частности, в системе MATLAB® для решения обыкновенных и дифференциальных уравнений в частных производных используются специальные решатели. Если вышеизложенные этапы справедливы для гипотетического

объекта, математическую модель которого мы составляем, то для технического решения, действующий промышленный образец которого изготовлен, данный этап может быть дополнен или замещен этапом измерений.

После этапа получения результатов наступает этап постобработки, который в том числе предполагает визуализацию. Определение распределения расчетных или измеренных величин работающей модели является сложной задачей. Данный этап может быть легко реализован с использованием MATLAB®.

Эта программная платформа является комплексным продуктом, позволяющим выполнять технические вычисления с помощью одноименного языка программирования [4]. Программная платформа наряду с выполнением вычислений содержит гибкие механизмы для визуализации и программирования в простой для использования среде, в которой задачи и их решения выражаются в привычной математической интерпретации. С помощью этого ПО можно:

1. Анализировать, исследовать и визуализировать данные;
2. Выполнять математические вычисления;
3. Разрабатывать алгоритмы и создавать модели;
4. Работать в инженерной графике;
5. Разрабатывать приложения, включая построение графического интерфейса пользователя.

Как правило, существует несколько этапов постобработки, графическое представление результатов является ценным с точки зрения оценки и дальнейшей корректировки модели. На этапе постобработки можно также сравнивать вычисленные и измеренные значения.

В последнюю очередь наступает этап, когда разработчик создает компьютерную модель, по своим параметрам и особенностям работы мало отличимой от реального объекта. В реальных условиях этапы и их последовательность не всегда могут соблюдаться в последовательности, указанной на рис. 1. Работа может проходить на разных этапах одновременно. Циклы обратной связи в списке задач необходимы для улучшения предыдущих подходов, исправления ошибок и корректировки модели с учетом измеренных данных. Часто после начала моделирования поступают новые данные, которые вносят необходимые коррективы.

2. Решение практической задачи

Для устройства, представленного на рис. 2, предполагаются следующие этапы исследований:

1. Планирование и реализация управляемого эксперимента, направленного на оценку эффективности шумоподавления с учетом работы различных адаптивных цифровых фильтров в управляющем блоке устройства и технических параметров его электромеханических элементов.
2. Создание проекта трехмерной сетки с контрольными узлами для исследования в программном обеспечении MATLAB®.
3. Разработка методики оценки эффективности работы устройства в полузамкнутом пространстве (в верхней локальной зоне) с учетом амплитудно-частотных характеристик источников звука и адаптивных алгоритмов обработки цифрового сигнала, подаваемого на громкоговорители.

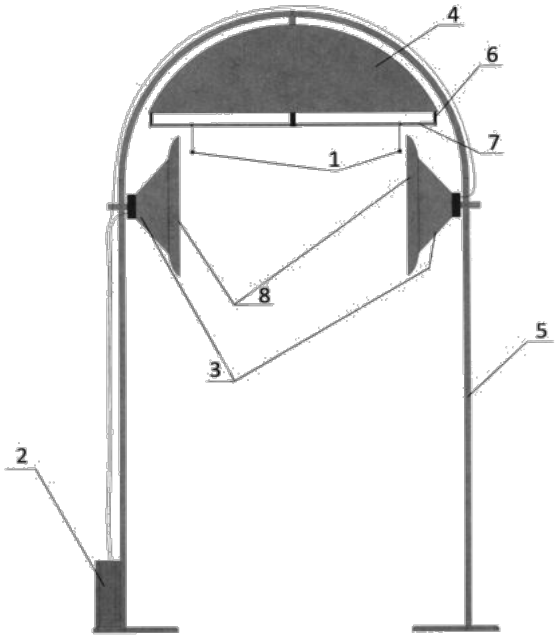


Рис. 2. Устройство защиты от шума [3]:
1 – микрофоны, 2 – блок управления, 3 – громкоговорители, 4 – шумозащитный экран, 5 – рама, 6,7 – система подвеса для крепления микрофонов, 8 – защитный козырек для громкоговорителей

В качестве гипотетической модели по первому этапу можно представить следующий алгоритм, который позволяет построить трехмерную область, изображенную на рис. 3.

```
A = meshgrid(linspace(0, 2*pi, 80), linspace(0, 2*pi, 80));
X = 3.* cos(A); Y = 3.* sin(A);
Z = meshgrid (linspace(-10, 10, 80), linspace (-10, 10, 80))';
surf (X, Y, Z), axis equal
```

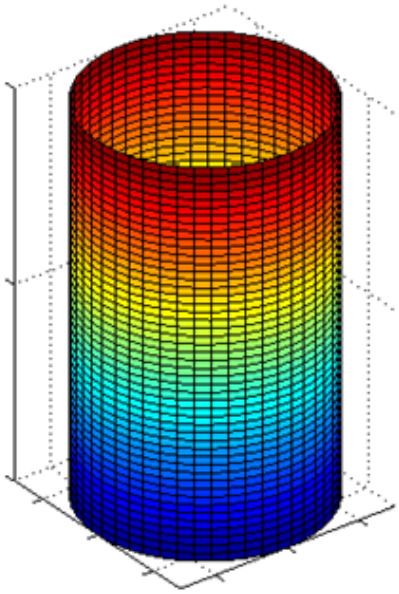


Рис. 3. Визуализация трехмерной области

Цилиндрическая область на рис. 3 может быть более сложной, представляющая собой несколько вложенных объектов, с определенным шагом *r*, мм, между стенками сопряженных объектов. Цветовое решение в ячейках будет зависеть от принятой концепции оценки результатов: а) оценка степени превышения фактического уровня

звукового давления над предельно-допустимым значением или б) оценка распределения уровней звукового давления по всей трехмерной области исследования. Выбор размера сетки влияет на количество узлов, в которых с помощью инструментальных методов будут измеряться уровни звукового давления на определённой частоте. Большое количество узлов повышает трудоемкость измерений.

Заключение

Сущность изложенного подхода определяет путь решения проблемы рационального обобщения и повышения наглядности отображаемой информации для принятия дальнейших решений. Предполагается, что анализ проводится преимущественно в одной октавной полосе. Сложность и многообразие решаемых задач с помощью вычислительных и физических экспериментов влекут за собой поиск адекватных способов ее представления. Каким бы ни был подход к методу визуализации результатов эксперимента, при выборе оптимального варианта следует ориентироваться на наглядность пространственного расположения анализируемой области и на ее геометрическую точность передачи. В этом случае можно будет иметь наглядное представления о таком свойстве управляемого объекта, как степень преобладания значений уровня звукового давления в одной области над одноименными значениями в другой.

Список использованных источников

1. Tatarkina, A.A.: Assessment of the level of noise in the workplace. Calculation of protection from noise, NOISE Theory and Practice, ISSN: 2412-8627, Volume 1, Issue 2, 2015, pp. 62-71.

2. Samuel Siltanen, Philip W. Robinson, Jukka Saarelma, Jukka Pätynen, Sakari Tervo, Lauri Savioja, and Tapio Lokki Acoustic visualizations using surface mapping // The Journal of the Acoustical Society of America 135, EL344 (2014); https://doi.org/10.1121/1.4879670

3. RU 182230 Российская Федерация, МПК A61F 11/06. Устройство защиты от шума / Зыков А.М., Тюрин А.П., Иванов А.М.; заявл. 12.04.2018; опубл. 08.08.2018. Бюл. № 12.

4. MATLAB: [Электронный ресурс]. (Дата обращения: 18.02.2019). URL: https://www.mathworks.com/products/matlab.html?s_tid=hp_products_matlab.

5. Inman Jang and Won-Suk Ohm, S.-J. Shin Sensitivity of acoustic predictions on the mesh size of large-eddy simulation of supersonic jet // The Journal of the Acoustical Society of America 144, 1672 (2018);

6. Flimel, M.: Possibilities of active reduction of noise in the workplace, AKUSTIKA, ISSN 1801-9064, Studio D – Akustika s.r.o., České Budějovice, VOLUME 28, Issue 1, p. 27-31, 2017.

УДК 534.7
OECD 1.06

Обоснование комплексной защиты инженерно-технического состава авиации от шума

Харитонов В.В.[1], Богомолов А.В.[2], Шешегов П.М.[3], Зинкин В.Н.[4]
[1]Кандидат технических наук, доцент Государственного летно-испытательного центра им. В.П Чкалова Военно-воздушных сил Минобороны РФ, г. Ахтубинск, Астраханской области, Россия
[2]Профессор, Центрального научно-исследовательского института Военно-воздушных сил Минобороны РФ, г. Щелково Московская область, Россия
[3]Кандидат медицинских наук, филиал №4 ФГБУ «413 военный госпиталь» Минобороны РФ, г. Ахтубинск, Астраханской области, Россия
[4]Профессор, Центрального научно-исследовательского института Военно-воздушных сил Минобороны РФ, г. Щелково Московская область, Россия

Аннотация

Акустическая безопасность авиационных специалистов обусловлена тем, что в процессе выполнения профессиональной деятельности они подвергаются действию шума. Основными источниками высокоинтенсивного шума являются силовые установки воздушных судов и вспомогательное оборудование. Авиационный шум имеет ряд специфических особенностей (высокая интенсивность, широкополосность, наличие в спектре инфразвуковой составляющей и др.). Показано, что в большинстве случаев рабочие места инженерно-технического состава не соответствуют гигиеническим нормативам по шуму и инфразвуку, что требует применение средств защиты (индивидуальных и коллективных). При обосновании и выборе средств защиты необходимо проводить аттестацию рабочих мест. Особенности авиационного шума обуславливают использования комплексной защиты, то есть использование как коллективных, так и индивидуальных (ауральных и эктрааурaльных) средств защиты. Однако дефицит табельных средств защиты в авиации является основной проблемой сохранения здоровья личного состава и профилактики снижения работоспособности. Поэтому наряду с техническими средствами защиты от шума необходимо использовать организационные и профилактические мероприятия.

Ключевые слова: Авиационный шум, инфразвук, инженерно-технический состав, источники шума, индивидуальные и коллективные средства защиты.

Rationale for comprehensive protection engineering and technical staff of aviation from noise

Kharitonov V.V.[1], Bogomolov A.V.[2], Sheshegov P.M.[3], Zinkin V.N.[4]
[1]Kandidat of technical Sciences, state flight test center V. P. Chkalov air force Ministry of defense of the Russian Federation, Akhtubinsk, Astrakhan region, Russia
[2]Professor, Central research Institute of the air force Ministry of defense, Shchelkovo Moscow region, Russia
[3]Kandidat of medical Sciences, branch № 4 of the fgbi "413 military hospital" of the Ministry of defense of the Russian Federation, Akhtubinsk, Astrakhan region, Russia
[4]Professor, Central research Institute Of the air force of the Ministry of defense of the Russian Federation, Shchelkovo Moscow region, Russia

Abstracts

Acoustic safety of aviation professionals due to the fact that in the process of performing professional activities they are exposed to noise. The main sources of high-intensity noise are aircraft power plants and auxiliary equipment. Aviation noise has a number of specific features (high intensity, broadband, the presence in the spectrum

of infrasound component, etc.). It is shown that in most cases the workplaces of the engineering staff do not meet the hygienic standards for noise and infrasound, which requires the use of protective equipment (individual and collective). At justification and the choice of means of protection it is necessary to carry out certification of workplaces. Features of aircraft noise lead to the use of comprehensive protection, i.e. the use of both collective and individual (aural and extraorally) remedies. However, the shortage of personnel protection equipment in aviation is the main problem of maintaining the health of personnel and preventing the decline in efficiency. Therefore, along with technical means of protection against noise, it is necessary to use organizational and preventive measures.

Keyword: Aircraft noise, infrasound, engineering staff, noise sources, individual and collective means of protection.

Актуальность

Нейросенсорная тугоухость (НСТ) шумовой этиологии в народном хозяйстве является наиболее часто встречаемой профессиональной патологией, что обусловлено высокой распространенностью шума как производственного вредного фактора в промышленности и на транспорте. Данная проблема присуща и для авиации. В наиболее неблагоприятных акустических условиях протекает профессиональная деятельность инженерно-технического состава (ИТС). Причиной этого является то, что рабочие места многих из них не соответствуют нормативам по шуму и инфразвуку (ИЗ) [1–3].

Выполнение обязанностей ИТС в условиях действия шума является причиной снижения профессиональной надежности, а также обусловливает развитие профессиональных и производственно обусловленных заболеваний персонала. Повышенный уровень заболеваемости в авиации является в основном следствием действия высокоинтенсивного шума и инфразвука. В структуре заболеваний преобладают болезни, характерные как для действия шума (болезни органов уха, кровообращения, пищеварения и нервной системы), так и ИЗ (болезни органов дыхания, глаз и кожи) [2–4].

Вредный и опасный класс условий труда по шуму, повышенный уровень общей и профессиональной заболеваемости являются доказательством профессионального риска нарушения здоровья авиационных специалистов, в первую очередь ИТС [5, 6].

Несмотря на определенные меры, принимаемые по борьбе с шумом, количество специалистов различных профессий, подвергающихся его некомпенсированному воздействию, не уменьшается. На рабочих местах, где организационно-техническими мероприятиями не удается добиться снижения уровня шума до нормативных величин или это невозможно по технико-эксплуатационным причинам, следует применять средства защиты от шума. При их выборе, в первую очередь, необходимо руководствоваться уровнем звука и спектром шума [1, 5].

Проблема защиты от шума является актуальной для Военно-воздушных сил (ВВС), что обусловлено часто отсутствием или недостаточным количеством табельных средств защиты от шума и низкой эффективностью применяемых [6–8].

1. Источники шума на рабочих местах ИТС

ВВС являются тем видом войск, где проблема шумового загрязнения является наиболее актуальной. Среди авиационных специалистов, в первую очередь, это относится к личному составу инженерно-авиационной службы, которые принимают непосредственное участие в обслуживании воздушных судов (ВС) в период предполетной подготовке и проведении ремонтно-регламентных работ авиационной техники. Показано, что шумовой фактор на рабочих местах авиационных специалистов и на территориях, прилегающих к аэропортам, аэродромам и авиационным предприятиям, является главным фактором риска утраты здоровья, требующим проведения специальных защитных мероприятий [7–9].

Авиационный шум формируется несколькими источниками. Каждый источник генерирует шум с определенной спектральной и энергетической характеристикой.

Основным источником шума на рабочих местах авиационных специалистов являются ВС. Шум создают работающие авиационные двигатели, компрессоры, кондиционеры, планер во время полета. При подготовке ВС к полету, взлете, наборе высоты доминирует шум двигателя, при крейсерском полете и посадке – аэродинамический шум за счет обтекания планера воздухом [10–12].

Источники шума от работы авиационного двигателя разделяются на внешние и внутренние. В современной авиации в настоящее время применяются газотурбинные двигатели, имеющие несколько разновидностей. Наибольшее распространение имеет одна из них – двухконтурные турбореактивные двигатели. Основным источником внутреннего шума газотурбинного двигателя являются компрессор, камере сгорания, турбина, вентилятор, поток струи газов. Для ВС с турбореактивным двигателем шум зависит от степени контурности, чем она выше, тем меньше шум [10].

У винтовых ВС воздушный винт используется в качестве движителя дозвуковых самолетов и его вращение является основным источником шума. Винт создает аэродинамический шум в результате турбулентности натекающего потока, образования и срыва вихрей, взаимодействия ударных волн с потоком на концах лопастей и др. Интенсивность шума определяется частотой вращения винта, его аэродинамическими и геометрическими параметрами [10].

Процессы шумообразования вертолетов сложнее. Основная особенность – наличие двух винтов, расположенных близко друг к другу, другая – взаимодействие несущего винта и планера, генерирующее дополнительный шум. Спектральные характеристики вертолетов и винтовых самолетов идентичны. Из-за сложного характера взаимодействия винтов, а также из-за взаимодействия винта и планера шум вертолётов разных типов существенно различается, но характерным свойством является низкочастотный спектр шума многих типов вертолетов и распространение этого шума на большие расстояния. Кроме того, на вертолетах имеются источники шума механического происхождения (редукторы и трансмиссия) [10].

В ВВС подготовка ВС к полету процесс многоэтапный и длительный по времени. В условиях аэродрома подготовка современных ВС к первому вылету длится несколько часов. При последующих вылетах время может существенно сокращаться. Перед вылетом ВС задействовано достаточно большое количество аэродромной техники, которая для мобильности передвижения в большинстве случаев смонтирована на тяжелых грузовых автомобилях. К вспомогательным транспортным средствам, широко используемое при подготовке и обеспечении полетов, относится аэродромно-подвижный агрегат, топливно-насосная установка, аэродромный кондиционер, установка для проверки гидросистем и др. Надо учитывать, что шум, образуемый при работе перечисленных установок, как правило, суммарный, то есть складывается из шума работы непосредственно вспомогательного оборудования и автомобильного двигателя, выполняющего роль пусковой и/или силовой установки [13, 14].

Кроме того, источниками шума в авиационных подразделениях являются также испытательные стенды, оборудование технико-эксплуатационных частей, площадки для опробования двигателей после проведения регламентно-ремонтных работ.

Из представленных данных видно, что в ВВС существует большое количество источников шума, что оказывает существенное влияние на генез и параметры шума. Как правило, понятие авиационного шума ассоциируется с работой двигателя. С научной точки зрения авиационный шум надо классифицировать как собирательный термин. Правильность терминологии должна определяться авторами в контексте изложения.

При оценке акустической обстановки авиационных специалистов, принимающих участие при запусках и опробовании двигателей ВС, установлено, что общее время работы ИТС группы обслуживания за летную смену колеблется в диапазоне 9 – 60 мин в зависимости от числа вылетов в смену и типа ВС. При работе вспомогательного

оборудования оно увеличивается в 2 – 4 раза. Специалисты группы диагностики двигателей находятся под воздействием шума двигателя более продолжительное время от 20 до 135 мин в зависимости от типа ВС. Работа вспомогательного оборудования не увеличивает общее время работы за летную смену. Вспомогательное оборудование осуществляет генерацию шума, эквивалентный уровень которого существенно превышает нормативный уровень, установленный для специалистов ВВС.

Исследование шума на рабочих местах ИТС показало, что уровни звукового давления (УЗД) в октавных полосах, общий УЗД, уровень звука, эквивалентный уровень звука и доза шума при работе двигателя и вспомогательного оборудования выше, чем при работе одного двигателя без вспомогательного оборудования [15, 16].

Уровень звука на рабочих местах ИТС находился в диапазоне 122 – 127 дБА. Наиболее интенсивному шумовому воздействию подвергается ИТС ИБА. На рабочих местах ИТС, осуществляющих подготовку к вылетам ВС дальней, транспортной и армейской авиации, уровень звука примерно одинаковый (122–124 дБА).

Эквивалентный уровень звука на рабочих местах ИТС находился в диапазоне 115 – 118 дБА, что превышает предельно-допустимый уровень на 35 – 38 дБА. Наиболее высокие эквивалентные уровни шума (соответственно доза шума) выявлены среди всех типов ВС на рабочих местах ИТС при работе авиационных двигателей у истребителей.

Эквивалентный общий УЗД ИЗ на рабочих местах ИТС при подготовке ВС к вылету находился в диапазоне 101 – 111 дБ. Превышение предельно-допустимого уровня (100 дБ) составило в ИБА на 11 дБ, в ВТА и АА – 7 и 9 дБ соответственно.

Проведенные исследования показали, что авиационный шум – это собирательное понятие, так как в это понятие включают шум от работы силовых установок, аэродинамических потоков, образующихся вокруг ВС во время полета, вспомогательного оборудования, задействованного при подготовке ВС к вылету в наземных условиях. К характерными особенностями авиационного шума на рабочих местах АС можно отнести следующее [6–8]:

- высокая интенсивность (уровни звукового давления превышают 100 дБ);
- непостоянный во времени, то есть колеблющийся более 10 дБА;
- спектр шума широкополосный, включая частоты всего звукового диапазона (низкие, средние и высокие) с наличием максимумов;
- продолжительный по времени (от 2 – 3 часов до 10 – 16 часов);
- шумовое воздействие носит циклический характер в течение летной смены;
- наличие в спектре шума высокоинтенсивных инфразвуковых частот.

2. Авиационный шум как причина снижения работоспособности и повышенной заболеваемости ИТС

Приведенные исследования показали, что длительное действие авиационного шума способно вызывать у человека целый комплекс преимущественно неприятных субъективных ощущений. В большинстве случаев это проявлялось наличием жалоб на головную боль, головокружение, тошноту, ощущение дискомфорта, нервозность, утомление, нарушение сна, ухудшение слуха. Наличие разнообразных по своему генезу жалоб указывает, в первую очередь, на изменение функционального состояния центральной нервной системы.

Исследование функционального состояния центральной нервной системы у авиационных специалистов, систематически подвергающихся воздействию шума, позволило выявить снижение скорости переработки информации, увеличение времени простой и сложной сенсомоторной реакции на свет и звук, что указывало на нарушение равновесия корковых процессов с преобладанием процессов торможения. Как правило, отклонение указанных показателей от исходных не превышало 20 %. Величина указанных нарушений зависела как от параметров шума (уровня и продолжительности действия), так

и от личностных факторов (уровня тревожности, степени экстраверсии и др.). В процессе выполнения заданий операторского профиля испытуемые предъявляли жалобы на сонливость, затруднение концентрации и переключения внимания, ощущение дискомфорта. Воздействия шума приводит не только к снижению работоспособности, но и функциональной надёжности профессиональной деятельности [17, 18].

Надёжность человека–оператора – это его свойство сохранять способность осуществлять определённую деятельность с требуемым качеством в течение требуемого интервала времени, сохраняя требуемый уровень производительности. Нарушение деятельности является событием, имеющим определенную вероятность. Эта вероятность – потенциальная ненадежность действий (ПНД) – использована в качестве меры степени влияния шума на надежность деятельности авиационных специалистов. Количественной основой этой меры является риск возникновения неблагоприятного эффекта (срыв деятельности, ошибочные действия и т.п.).

Для оценки ПНД для ИТС, обслуживающего ВС в наземных условиях в процессе предполетной подготовки, была разработана математическая модель с учетом эквивалентного уровня звука на рабочих местах, циклограммы их профессиональной деятельности. В таблице 1 приведены расчеты ПНД для ИТС при обслуживании различных типов ВС на этапе предполетной подготовки [19].

Таблица 1
ПНД для ИТС при обслуживании различных типов ВС

Тип авиации	**Эквивалентный уровень звука (дБА)**		**ПНД (отн.ед.)**	
	мин	**макс**	**мин**	**макс**
Истребительная	97	118	0,19	0,59
Фронтовая бомбардировочная	102	109	0,22	0,27
Штурмовая	114	118	0,31	0,59
Военно-транспортная	111	116	0,29	0,50
Армейская	109	115	0,27	0,49
Дальняя	112	120	0,30	0,67

Установлена математическая зависимость между уровнем звука на рабочих местах авиационных специалистов и ПНД. Кривая модели вероятности события при увеличении уровня шума до 110 дБА носит полого-восходящий характер, а при более высоких уровнях она приобретает экспоненциальный вид. Полученные результаты позволяют использовать данную модель для оценки потенциальной ненадежности действий технического состава, обслуживающего авиационную технику, при воздействии на него шумового фактора.

Выше было показано, что в особо неблагоприятной шумовой обстановке выполняют задачи профессиональной деятельности специалисты ИТС, принимающие участие в обслуживании ВС при прогонке и регулировке двигателей и находящиеся в ближнем звуковом поле. Это обстоятельство является причиной ряда авиационных инцидентов, происходящих вследствие ошибочных действий ИТС, обусловленных снижением их работоспособности вследствие некомпенсированного влияния шума. Поэтому актуальной является задача нормализация условий труда авиационных специалистов ВВС, а при невозможности решения ее необходимо обеспечение личного

состава эффективными средствами защиты от шума (коллективными и индивидуальными).

Подтверждением этому являются исследования профессиональной работоспособности ИТС, применявших средства индивидуальной защиты (СИЗ) от шума и работавших без них. Полученные результаты свидетельствуют об улучшении у ИТС, использовавших СИЗ от шума в процессе летной смены, таких показателей как выработка и перестройка умственных навыков, оперативная память, переключаемость внимания, снижение ошибочных действий, то есть показателей, используемых для оценки работоспособности у лиц операторского профиля. Величина ПНД у ИТС при ношении СИЗ от шума на аэродроме в процессе летной смены, обеспечивающих предполетную подготовку ВС, была существенна ниже величины ПНД у ИТС, работавших без средств защиты [20, 21].

Установлено, что увеличение уровня общей и профессиональной заболеваемости ИТС является следствием неблагоприятного действия высокоинтенсивного шума, а его спектральные особенности оказывают влияние на формировании структуры заболеваемости. Сочетанное действие авиационного шума приводит к тому, что в структуре заболеваний ИТС преобладают болезни, характерные как для действия шума (болезни органов кровообращения и пищеварения), так и ИЗ (болезни органов дыхания, нервной системы, глаз, кожи и подкожной клетчатки). Результаты углубленного медицинского обследования показали, что в клинической патологии у ИТС доминируют НСТ, артериальная гипертензия и дисциркуляторная энцефалопатия. НСТ, которая развивается у авиационных специалистов, имеет свои особенности из-за наличие в спектре шума высоких частот и ИЗ [22–24]. Повышенный уровень общей и профессиональной заболеваемости являются доказательством риска нарушения здоровья авиационных специалистов, в первую очередь ИТС [5, 6, 25].

Таким образом, негативное влияние авиационного шума на работоспособность ИТС, увеличение общей и профессиональной заболеваемости и высокие риски нарушению здоровья требуют проведения профилактических мероприятий, в которых ведущее место отводится применению эффективных средств защиты от шума.

3. Анализ существующей системы защиты ИТС от авиационного шума

В общих технических требованиях ВВС к объектам авиационной техники сказано, что «защита ИТС от вредного действия высокоинтенсивного авиационного шума должна осуществляться коллективными и индивидуальными средствами шумозащиты, которые должны быть дифференцированными в зависимости от интенсивности шума и продолжительности непрерывного воздействия его на личный состав.

В ГОСТ 12.1.029-80 «ССБТ. Средства и методы защиты от шума» в п.1 указано, что средства и методы защиты от шума по отношению к защищаемому объекту подразделяются на средства методы коллективной защиты (СКЗ) и СИЗ.

Средства коллективной защиты по отношению к источнику возбуждения шума подразделяются на:

- средства, снижающие шум в источнике его возникновения;
- средства, снижающие шум на пути его распространения от источника до защищаемого объекта.

В качестве СИЗ от шума могут применяться:

- вкладыши (перекрывают наружный слуховой проход);
- наушники (закрывают ушную раковину);
- шумозащитные шлемы (для защиты органов слуха при уровне шума до 110 дБ и органов слуха и головы в целом - при уровне шума до 135 дБ);

- шумозащитный пояс (жилет, комбинезон) и противовибрационная обувь, необходимые в дополнение к шумозащитному шлему для защиты жизненно важных внутренних органов при уровне шума свыше 135 дБ.

Специальные требования к уровню шума и его продолжительности, создаваемому силовыми установками летательных аппаратов на рабочих местах ИТС, в нормативно-технических документах отсутствуют.

В период с 1970 по 1994 год в ВВС были разработаны и прошли испытания отечественные средства индивидуальной защиты от шума для ИТС:

- шумозащитные шлемы: ШШЗ-67-А, ШШЗ-78А, ШШЛ, ШЗШ-2;
- шумозащитные оголовья (шумозащитные наушники) ШЗО-1 и ШЗО-2
- виброзащитный пояс;
- виброзащитные ботинки;
- шумозащитная маска ШЗМ-3.

По результатам испытаний все указанные выше образцы (за исключением шумозащитной маски) были рекомендованы в дальнейшую разработку.

Однако, в силу ряда причин (распад СССР, ликвидация организации, занимающейся разработкой и изготовлением СИЗ, недостаточное финансирование и т.п.), указанные выше СИЗ от шума на снабжение в Вооруженные Силы РФ не поступили. В табл. 2 и 3 приведены характеристики индивидуальных средств защиты от шума, разработанных в 1970 – 1990 гг.

Таблица 2

Характеристика индивидуальных средств защиты от шума

Наименования	**Среднегеометрические частоты октавных полос (Гц)**							**Масса (кг)**
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
	Эффективность противошумов (дБ)							
Вкладыши:								
антифоны	10	10	10	13	24	29	25	0,00
беруши	15	18	18	24	24	26	31	0,00
силтон	9	9	14	22	24	24	25	0,00
Наушники:								
ВЦНИИОТ-1	3	4	7	13	23	36	33	0,12
ВЦНИИОТ-1А	10	14	16	17	36	36	33	0,17
ВЦНИИОТ-2М	7	11	14	22	35	45	33	0,18
ВЦНИИОТ-4А	4	2	5	16	25	36	28	0,07
ВЦНИИОТ-7И	10	16	18	22	36	40	32	0,28

Таблица 3

Уровни поглощения шума отечественными средствами защиты

Класс противошума	**Значение уровня поглощения шума (дБ), в октавных полосах со среднегеометрическими частотами (Гц)**						
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Мягкие шлемы							
Каска противошумная ВЦНИИОТ-2	7	11	14	22	30	37	34
ШШЗ-Л86	10	14	18	25	33	40	38
ШШЛ-78А	10	15	18	26	36	43	40
Упругие шлемы							
ШШЗ-67	16	17	25	31	36	42	44
Упругие шлемы авиационные							

ЗШ-5	8	9	14	18	29	33	39
ЗШ-7А	9	8	21	21	26	34	24
Технический шумозащитный шлем ШЗ-63	15,5	15	20	25	27,5	30	35
Технический шумозащитный шлемофон зимний ШШЗ-65	20	22,5	30	32,5	32.5	40	40
Технический шумозащитный шлемофон летний ШШЗ-65	20	20	27,5	30	32,5	40	35
Шлемофон летний ШЛ-60	12,5	12,5	15	25	27,5	47,5	52,5

Как видно из табл. 2 и 3, к настоящему времени разработано значительное количество модификаций СИЗ, отличающихся как внешним видом и эффективностью. Звукопоглощающая способность СИЗ различных производителей неодинакова. Разброс этого параметра составляет в области низких частот (125 – 250 Гц) – 2 – 16 дБ для наушников и 1 – 22 дБ для шлемов; в области средних частот (500 – 1000Гц) – 5 – 22 дБ для наушников и 11 – 39 дБ для шлемов; в области высоких частот (свыше 1000 Гц) – 23 – 45 дБ для наушников и 15 – 56 дБ для шлемов [26].

Научные исследования по созданию и совершенствованию средств индивидуальной защиты от шума в ВВС были продолжены с 2010 года. За эти годы прошли испытания средства индивидуальной защиты ИТС и были созданы комплекты средств индивидуальной защиты СИЗ-1 и СИЗ-2 предназначены для защиты ИТС от неблагоприятного влияния высокоинтенсивного широкополосного шума на всех этапах эксплуатации ВС в любое время года в различных физико-географических зонах. Комплект СИЗ-2 отличается от СИЗ-1 тем, что оборудован гарнитурой связи для обеспечения двухстороннего общения ИТС, находящемуся около ВС с командиром, находящимся в кабине ВС.

В состав комплектов СИЗ-1 и СИЗ-2 входят наушники и шлем. Приказом МО РФ от 22.05.2015 г. № 202 данные противошумы для ИТС были приняты на снабжение ВС РФ. Эксплуатационные параметры СИЗ-1 и СИЗ-2 приведены в таблице 4.

Таблица 4
Характеристика средств индивидуальной защиты от шума СИЗ-1 и СИЗ-2

Наименование изделия	**Минимальное значение поглощения шума для СИЗ (дБ) в октавных полосах по среднегеометрическим частотам (Гц)**							**Масса (кг)**
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
СИЗ-1: - наушники шумозащитные - шлем шумозащитный	20	29	40	42	38	35	36	0,55 1,06
СИЗ-2: - наушники шумозащитные - шлем шумозащитный	20	29	40	42	38	35	36	0,75 1,23

4. Особенности авиационного шума и их влияние на выбор средств защиты

Аксиомой при выборе СИЗ от шума является то, что выбор СИЗ надо производить применительно к характеру спектра и к уровню шума на рабочих местах. В тоже время при организации защиты персонала от авиационного шума необходимо учитывать ряд его особенностей [8, 27, 28].

Во-первых, авиационный шум широкополосный, то есть частотный спектр представлен во всем звуковом диапазоне с максимумом УЗД в области средних и высоких частот. Эта особенность спектра требует от СИЗ добротной акустической эффективности практически во всем звуковом диапазоне (от 31,5 до 8000 Гц). Анализ существующих промышленных образцов СИЗ от шума показывает, что большинство из них не отвечает этому требованию, что создает трудности в выборе типа СИЗ для авиационного персонала. Кроме того, это необходимо учитывать при разработке новых образцов.

Во-вторых, авиационный шум на рабочих местах авиационных специалистов по уровню звука превышает предельно допустимый уровень (80 дБА) и в большинстве случаев находится в диапазоне 100 – 130 дБА, то есть является высокоинтенсивным. В большинстве случаев звукопоглощающая способность существующие промышленные образцы СИЗ не превышает 20 – 25 дБ. Поэтому это необходимо учитывать при выборе, так и разработке СИЗ для ИТС.

В-третьих, проблема защиты от авиационного шума усугубляется наличием в его спектре высокоинтенсивных низкочастотных составляющих и ИЗ, обладающих высокой проникающей способностью и оказывающих влияние на человека как через слуховой анализатор, так и за счет непосредственного (прямого) воздействия на все органы и ткани. Поэтому при выборе СИЗ для авиационных специалистов необходимо, чтобы они могли обеспечить защиту не только защиту органа слуха (аурикулярные СИЗ), но и головной мозг, и внутренние органы (экстраауральные СИЗ). Последние представляют новый класс технических СИЗ, предназначенный для защиты человека от аурального и экстрааурального действия высокоинтенсивного шума и ИЗ.

В-четвертых, шумовое воздействие на ИТС носит циклический характер, что обусловлено, как правило, несколькими вылетами закрепленного за ним ВС в течение летной смены. Поэтому периоды «активной» шумовой нагрузки при подготовке ВС к вылету чередуются с периодами «пассивной» шумовой нагрузки. В последнем случае персонал может подвергаться действию шума от рядом расположенных ВС или общего шума на аэродроме. Цикличность воздействия шума определяет правила эксплуатации СИЗ, то есть период ношения противошумов чередуется с периодом нахождения без них, и влияет на эргономические требования к их массово-габаритным характеристикам (увеличение массы и силы прижатия).

Кроме того, в период «пассивной» акустической нагрузки ИТС рекомендуется находиться в помещении, предназначенных для работы с технической документацией и отдыха. Поэтому такие сооружения должно быть специализированными и обладать эффективной звукоизоляцией, то есть соответствовать требованиям, которые предъявляются к СКЗ от шума.

В-пятых, отсутствие эффективных табельных средств коллективной и индивидуальной защиты от авиационного шума требует проведения дальнейших научных исследований в этом направлении с целью разработки новых средств защиты

При уровне шума до 100 дБА следует использовать один из типов противошумов: втулки, вкладыши, тампоны или противошумные наушники, акустическая эффективность которых, как правило, не превышает 20 дБ. Они обеспечивают ослабление шума, передающегося в орган слуха воздушным путем. С позиции защиты органа слуха и эргономических свойств рекомендуем предпочтение отдавать.

При уровнях шума до 110 дБА рекомендуется использовать только специализированные противошумные наушники, что связано с их достаточной

эффективностью (до 30 дБ) и хорошими эксплуатационными эргономическими свойствами. Для усиления их акустической эффективности, особенно при смещении акустического спектра в область низких частот противошумные наушники надо применять совместно с вкладышами.

При уровнях шума свыше 110 дБА необходима защита воздушного и костного пути передачи звука в орган слуха. Поэтому здесь целесообразно использовать противошумный шлем, который обеспечивает защиту органа слуха и головы.

При уровнем шума свыше 125 дБА, а также шума с наличием в его спектре низких частот (до 500 Гц) и ИЗ при УЗД свыше 100 дБ, вызывающих феномен «воздушная вибрация», рекомендовано использовать комплекс специальных средства защиты, в который должны входить противошумный шлем и противошумный жилет, обладающие акустической эффективностью в области низких частот.

5. Обоснование применения СКЗ от авиационного шума

Не менее важным направлением борьбы с авиационным шумом является применение устройств и сооружений, позволяющих снизить уровень уже имеющегося шума с тем, чтобы на человека действовало меньшее количество звуковой энергии. Указанный способ включает использование отражателей акустической волны, применение звукопоглощающих конструкций внутри кабин и наземных средств управления, звукоизолирование служебных помещений и т.д. Весь этот комплекс мероприятий относится к СКЗ [27, 28].

Надо учитывать, что на аэродроме можно подвергаться значительному шумовому воздействию даже не находясь непосредственно вблизи источника шума, вследствие попадания в шумовую зону соседних или взлетающих воздушных судов. Периоды высокой акустической нагрузки («периоды активной акустической нагрузки»), обусловленные необходимостью пребывания на рабочих местах вблизи ВС, у ИТС чередуются с периодами пребывания в помещениях стартового домика или на достаточном удалении от воздушного судна с работающими двигателями («периоды пассивной акустической нагрузки»). В течение летной смены суммарная длительность «периодов активной акустической нагрузки составляет 2 – 4 часа, а «периодов пассивной акустической нагрузки» – от 4 до 6 часов.

Еще одной мерой по снижению вредного шумового влияния является рассредоточение ВС на аэродроме. Личному составу следует избегать нахождения в местах повышенной шумности без особой необходимости. Даже непродолжительное пребывание в тишине после шумового воздействия обеспечивает слуховым клеткам необходимый отдых и восстановление их чувствительности. Поэтому необходимо, чтобы на аэродроме служебные постройки и помещения для отдыха соответствовали требованиям, предъявляемым к СКЗ. Возможный вариант противошумного укрытия был рекомендован для строевых частей ВВС в 80-ые годы, но он не нашел реального применения. Имеющиеся в настоящее время на аэродромах домики (вагончики, укрытия и другие сооружения), предназначенные для пребывания ИТС в период летных смен, как правило, не обладают эффективной звукоизоляцией и не обеспечивают должных условий жизнедеятельности личного состава.

В рамках НИОКР НТЦ "Качество" (г. Москва) разработаны защитные аэродромные модули по типу контейнеров (сборно-разборные сооружения), обеспечивающие комфортные акустические и бытовые условия для ИТС в периодах между вылетами ВС. Конструкция модулей дифференцирована в зависимости от характера работы авиационных специалистов, участвующих в обеспечении полетов (модули для стоянки на аэродроме, технического поста, площадок для испытания и регулировки силовых установок ВС). Несмотря на положительно заключение в ходе

проведения государственных испытаний в 2015 году, данные модули как СКЗ от авиационного шума до сих пор не поступили на табельное снабжение в ВВС.

6. Обоснование применения СИЗ от авиационного шума

При использовании любого типа СИЗ человек защищен лишь от воздушного распространения шума через наружный слуховой проход – это так называемый теоретический предел ослабления шума с помощью СИЗ. Поэтому практически оправданной является оценка эффективности СИЗ и по различию в пороге слышимости защищенного и незащищенного уха, которое определяют непосредственно использующие их люди (ГОСТ Р 12.4.211–99). При субъективной оценке шумопоглощения установливаются значения поглощения шума исследуемых образцов СИЗ. Эффективность одного из образцов СИЗ по снижению УЗД была оценена применительно к рабочему месту ИТС [7, 8, 27–29].

Основываясь на результатах исследования акустической обстановки, можно утверждать, что на выбранный образец ушников может быть использован для защиты от авиационного шума, при этом:

для ИТС технико-эксплуатационной части аэродрома УЗД во всем частотном диапазоне не превышают предельно допустимые величины;

для ИТС, обслуживающего вертолеты и ВС транспортной авиации, обеспечивается нормализация УЗД в частотном диапазоне 31,5 – 2000 Гц, а УЗД на частотах 4000 и 8000 Гц превышают предельно допустимые уровни на 8 – 14 дБ.

для ИТС оперативно-тактической авиации обеспечивается достижение оптимальных условий труда: во всех частотных диапазонах авиационного шума УЗД не будет превышать 7 дБ, но в то же время останется высоким (на 10 – 24 дБ) превышение УЗД в области высоких частот;

для ИТС дальней авиации оптимизация УЗД будет только на частотах 31,5, 500 и 1000 Гц, на других частотах превышение УЗД над предельно допустимыми значениями составит 2 – 17 дБ.

Следовательно, необходимо дальнейшее совершенствование СИЗ с целью «перекрытия» всего неблагоприятного спектра авиационного шума, сопровождающего профессиональную деятельность ИТС.

В перечне СИЗ (ГОСТ 12.4.011–89) предусмотрено такое средство защиты органа слуха, как шумозащитный шлем. Однако требований к подобным СИЗ в системе стандартов безопасности труда не предъявляется. В зарубежных странах рекомендуется, при необходимости, использовать в качестве противошумов авиационные защитные шлемы. Уровни поглощения шума авиационными защитными шлемами (мягкими и упругими) достаточны в области высоких частот (1000 – 8000 Гц). Очевидно, что шумопоглощение авиационными шлемами достигается в основном за счет их значительной конструктивной массы, а также вследствие наличия в конструкции внутреннего шумозащитного пакета.

Заключение

ВВС являются тем видом войск, где проблема шумового загрязнения является наиболее актуальной. Это обусловлено большим количеством источников шума, что оказывает существенное влияние на генез и параметры шума. Авиационный шум является собирательным понятием, так как оно включает шум от работы силовых установок, аэродинамических потоков, образующихся вокруг ВС во время полета, вспомогательного оборудования, задействованного при подготовке ВС к вылету в наземных условиях. Авиационный шум имеет характерные особенности, которые необходимо учитывать при

организации акустической безопасности личного состава, в первую очередь при выборе средств защиты [11, 29–31].

Проведенный анализ средств защиты от авиационного шума показывает, что в настоящее время практически не существуют (отсутствуют) на снабжении ВВС табельных средств защиты (коллективных и индивидуальных) от авиационного шума. ИТС практически не пользуется и поступившими на снабжении табельными СИЗ от шума, принятыми на снабжение Вооруженных сил в 2015 г. Причинами этого являются:

- недостаточная информированность ИТС о наличии подобных средств и крайней необходимости их использования;
- наличие ряда конструктивных недостатков, снижающих эксплуатационные характеристики СИЗ, особенно в зимний период;
- существующий порядок распределения СИЗ для ИТС, составленный без достаточного учета акустической обстановки на рабочих местах;
- недостаточная организационная работа со стороны командования авиационных частей и руководства инженерно-авиационной службы.

Особенности авиационного шума (высокая интенсивность, широкополосность, наличие в спектре инфразвуковой составляющей) необходимо учитывать при организации акустической безопасности личного состава, которая должна начинаться с аттестации рабочих местах и постоянного мониторинга акустической обстановки. Только наличие акустических параметров позволяет сделать правильный выбор средств защиты от шума для конкретного рабочего места ИТС.

В тоже время необходимо обратить внимание на то обстоятельство, что большинство используемых образцов СИЗ от шума практически не обладают акустической эффективностью в области частот ниже 125 Гц. Учитывая насыщенность спектра акустического шума этими частотами, необходимо научное и практическое решение этой задачи, что позволит существенно улучшить акустическую безопасность авиационных специалистов и снизит риски нарушения здоровья [6, 32–34].

Важное место в обеспечении акустической безопасности должны занимать организационно-технические мероприятия (организация условий труда, оптимизация и ограничение времени пребывания при работе силовых установок, проведение профилактических мероприятий и др.). Наряду с СИЗ от шума, особенно при их дефиците, необходимо на аэродромах, на площадках по испытанию и регулировки двигателей, в технико-эксплуатационных частях иметь специализированные помещения (коллективные средства защиты), обладающие достаточной звукоизоляцией.

Изложенный комплексный подход в организации акустической безопасности авиационных специалистов ВВС является определенным гарантом в сохранении здоровья личного состава, снижения риска нарушения здоровья, поддержании работоспособности на должном уровне и обеспечении профессионального долголетия.

Список литературы

1. Солдатов С.К., Богомолов А.В., Зинкин В.Н., Драган С.П. Проблемы обеспечения акустической безопасности персонала авиационной промышленности // Безопасность труда в промышленности. – 2014. – № 10. – С.58-60.

2. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. и др. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2009. – Т.330, № 3. – С. 54-58.

3. Солдатов С.К., Бухтияров И.В., Зинкин В.Н. и др. Профессионально обусловленная заболеваемость авиационных специалистов // Медицина труда и промышленная экология. – 2010. – № 9. – С. 35-40.

4. Зинкин В.Н., Квасовка В.В., Солдатов С.К. и др. Влияние высокоинтенсивного авиационного шума на заболеваемость инженерно-технического состава военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2008. – Т. 329, № 2. – С. 59-63.

5. Шешегов П.М. Профессиональные риски у авиационных специалистов Военно-воздушных сил // Проблема безопасности полетов. – 2016. – № 2. – С. 3-25.

6. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Авиационный шум: риск нарушения здоровья человека и меры профилактики // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. VI Всерос. науч.-практ. конф. с международ. участием. – СПб., 2017. – С. 493-522.

7. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Современные проблемы шума в авиации // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 5. – С. 3-25.

8. Жданько И.М., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Фундаментальные и прикладные аспекты профилактики неблагоприятного действия авиационного шума // Авиакосмическая и экологическая медицина. – 2014. – Т. 48, № 4. – С. 5-16.

9. Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. и др. Оценка риска развития производственно обусловленных и профессиональных заболеваний у авиационных специалистов // Вестник Санкт-Петербургской государственной медицинской академии им. И.И. Мечникова. – 2008. – № 1 (26). – С. 49-51.

10. Иванов Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Логос, 2008. – 424 с.

11. Балык О.А., Шешегов П.М., Харитонов В.В. и др. Источники высокоинтенсивного шума и инфразвука в Вооруженных Силах Российской Федерации (часть первая) // Вопросы оборонной техники. Технические средства противодействия терроризму. Серия 16. – 2018. – № 3-4 (117-118). – С. 139-147.

12. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Драган С.П. и др. Авиационный шум и проблемы безопасности полетов // Проблемы безопасности полетов. – 2013. – № 5. – С. 3-12.

13. Пенчученко В.В., Харитонов В.В., Шешегов П.М. и др. Системный анализ акустической безопасности профессиональной деятельности авиационных специалистов // Вопросы безопасности. – 2016. – № 6. – С. 36-51.

14. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Драган С.П. и др. Акустическая безопасность летного и инженерно-технического состава государственной авиации // Национальная безопасность. – 2017. – № 4. – С. 19-35.

15. Свидовый В.И., Зинкин В.Н., Солдатов С.К. и др. Гигиеническая оценка акустической обстановки на рабочих местах инженерно-технического состава авиации // Безопасность жизнедеятельности. – 2006. – № 12. – С. 6-9.

16. Зинкин В.Н., Свидовый В.И., Солдатов С.К., Кукушкин Ю.А. Особенности условий труда и заболеваемости инженерно-технического состава авиации // Вестник Санкт-Петербургской государственной медицинской академии им. И.И. Мечникова. – 2006. – Т.7, № 2. – С. 46-48.

17. Зинкин В.Н. Актуальные вопросы обеспечения работоспособности и сохранения здоровья инженерно-технического состава авиатранспортных предприятий // Актуальные вопросы транспортной медицины. – 2014. – № 2-1 (36). – С. 28-45.

18. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. и др. Шум как фактор риска снижения работоспособности и профессиональной надежности авиационных специалистов // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 8. – С. 3-28.

19. Харитонов В.В., Зинкин В.Н., Сомов М.В. и др. Критериальная значимость потенциальной ненадежности действий в исследованиях профессиональной работоспособности авиационных специалистов // Транспортный вестник. – 2017. – № 1. – С.1-10.

20. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др. Исследование эффективности средств индивидуальной и коллективной защиты от шума на основе

оценки потенциальной ненадежности профессиональной деятельности авиационных специалистов // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 11. – С. 2-6.

21. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др. Анализ эффективности средств защиты от шума во взаимосвязи с профессиональной надежностью специалистов «шумовых» профессий // Медико-биологические и социально-психологические проблемы безопасности в чрезвычайных ситуациях. – 2011. – № 3. – С. 70-76.

22. Зинкин В.Н., Сливина Л.П. Риск развития нейросенсорной тугоухости у работников авиаремонтных заводов, подвергающихся воздействию шума // Безопасность труда в промышленности. – 2018. – № 1. – С. 66-72.

23. Зинкин В.Н., Шешегов П.М., Чистов С.Д. Клинические аспекты профессиональной сенсоневральной тугоухости акустического генеза // Вестник оториноларингологии. – 2015. – Т.80, № 6. – С. 65-70.

24. Шешегов П.М., Зинкин В.Н., Дворянчиков В.В. и др. Нейросенсорная тугоухость шумовой этиологии: диагностика, лечение и профилактика // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2015. – № 2 (50). – С. 60-66.

25. Шешегов П.М., Зинкин В.Н., Сливина Л.П. Авиационный шум как ведущий фактор, влияющий на заболеваемость и профессиональные риски у инженерно-авиационного состава // Авиакосмическая и экологическая медицина. – 2018. – Т.52, № 3. – С. 62-68.

26. Крылов Ю. В. Авиационные шумы // Справочник авиационного врача. – М., 1992. – С. 165-188.

27. Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А. и др. Современные средства и методы защиты от авиационного шума // Проблемы безопасности полетов. – 2013. – № 8. – С. 21-35.

28. Солдатов С.К., Драган С.П., Харитонов В.В. и др. Характеристика акустической эффективности перспективных средств коллективной защиты инженерно-технического состава от авиационного шума // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 11. – С. 3-10.

29. Балык О.А., Шешегов П.М., Харитонов В.В. и др. Профилактика неблагоприятного действия шума на здоровье военнослужащих (часть вторая) // Вопросы оборонной техники. Технические средства противодействия терроризму. Серия 16. – 2018. – № 5-6 (119-120). – С.141-150.

30. Дворянчиков В.В., Ахметзянов И.М., Миронов В.Г. и др. Особенности акустической обстановки при эксплуатации объектов вооружения и военной техники в Вооруженных силах Российской Федерации // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2018. – № 3 (63). – С. 150-110.

31. Дворянчиков В.В., Ахметзянов И.М., Миронов В.Г. и др. Основные направления профилактики шумовой патологии в Вооруженных силах Российской Федерации // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2018. – № 3 (63). – С. 26-32.

32. Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Еремин Г.И., Драган С.П. Технология исследования акустической эффективности средств защиты от низкочастотного шума и инфразвука // Мир измерений. – 2011. – № 10. – С. 40-45.

33. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Драган С.П. Актуальные проблемы защиты населения от низкочастотного шума и инфразвука // Технология гражданской обороны. – 2015. – Т.12, № 1 (43). – С. 90-96.

34. Шешегов П.М., Зинкин В.Н., Сливина Л.П. Авиационный шум как ведущий фактор, влияющий на заболеваемость и профессиональные риски у инженерно-технического состава. – 2018. – Т. 52, № 3. – С. 62-68.

УДК 628.517.2
OECD 01.03.AA

Анализ эффективности шумозащитных мероприятий на железнодорожном транспорте

Холопов Ю.А.[1*], Хмельницкий Ю.Н.[2], Мусаткина Б.В.[3]
[1]Доцент, Самарского государственного университета путей сообщения, г. Самара, Россия
[2]Доцент, Омского государственного университета путей сообщения, г. Омск, Россия
[3]Старший преподаватель, Омского государственного университета путей сообщения, г. Омск, Россия

Аннотация

В статье представлен анализ источников шума на железнодорожном транспорте и их шумовых характеристик. Рассмотрены российский и международный опыт нормирования транспортного шума, а также требования нормативных документов к допустимым уровням шума в селитебной зоне и на железнодорожном транспорте. Проведена оценка расчетных методик прогнозирования и оценки шума железнодорожного транспорта. Представлен обзор перспективных методов и средств защиты от шума на железнодорожном транспорте.

Ключевые слова: шум на железнодорожном транспорте, снижение шума.

The analysis of the efficiency of noise protection measures in railway transport

Kholopov Yu.A.[1], Khmelnitskiy Yu.N.[2], Musatkina B.V.[3]*
[1]Associate Professor, Samara State Transport University, Samara, Russia
[2]Associate Professor, Omsk State Transport University, Omsk, Russia
[3]Senior teacher, Omsk State Transport University, Omsk, Russia

Abstract

The article gives an analysis of noise sources in railway transport and their noise characteristics. The Russian and international experience of transport noise rationing, as well as the requirements of regulatory documents to the permissible noise levels in the residential area and in railway transport are considered. The estimation of calculation methods of forecasting and estimating the noise of railway transport is given. An overview of promising methods and means of noise protection in railway transport is presented.

Key words: *railway noise, reducing the noise.*

Введение

В настоящее время шум является специфичным фактором экологического риска, его комплексное негативное воздействие наиболее ярко проявляется в условиях

[*]*Автор корреспондент: kholopov@bk.ru (Холопов Ю.А.)*

урбанизированных территорий, снижая при этом безопасность и комфортность городской среды [1-4].

Повышенный уровень шума является фактором риска для здоровья работающих и населения в целом, вызывает нарушения слуха, сердечно-сосудистые патологии, угнетение нервной системы. Прирост смертности жителей промышленных центров от сердечно-сосудистых заболеваний из-за воздействия шума составляет около 0,76%; доля дополнительных (выше средних показателей) случаев смерти, вызванных шумом, равна 3,3% [5].

Проблема повышенного акустического воздействия на население от железнодорожного транспорта актуальна практически для всех населенных пунктов, прилегающих к железным дорогам, и особенно остро стоит в больших мегаполисах [6]. До 10% городских территорий подвергаются воздействию шума железных дорог. «Экологическая стратегия ОАО «Российские железные дороги» на период до 2017 года и на перспективу до 2030 года» к основным задачам природоохранной деятельности компании относит снижение негативного воздействия на окружающую среду, в том числе шумового.

1. Российский и международный опыт нормирования транспортного шума

Гигиеническое нормирование шума проводится в целях обоснования предельно допустимых уровней (ПДУ) воздействия шума на организм человека и профилактических гигиенических мероприятий, минимизации рисков профессиональных заболеваний у работников и нарушений здоровья населения, связанных с шумом. ПДУ устанавливаются для эквивалентных уровней звука $L_{Аэкв}$ и максимальных уровней звука $L_{Амакс}$ в дБА.

В настоящее время в странах Европы и Америки применяются и другие показатели, характеризующие особенности оценки воздействия уровня шума на человека: эквивалентный уровень непрерывного звука Leq, определенный на относительно большом отрезке времени (1, 8, 12 или 24 ч.); уровень единичного воздействия шума L_{AX}, приведенный к периоду в 1 с; индекс раздражающего воздействия шума; эквивалентный суточный уровень звука L_{DN}; эквивалентный уровень шума в районах жилой застройки L_{CNE}; общая шумовая нагрузка, оцениваемая индексом B; индекс ожидаемого воздействия шума NEF; сконцентрированный эквивалентный непрерывный уровень воспринимаемого шума L_{WECPN}; индекс шума и его повторяемости NNI и др.

Коррекции уровня звукового давления основываются на том, что слух человека имеет различную чувствительность к шуму на различных частотах. Частотная коррекция A широко применяется для многих разновидностей транспортного шума. Его оценка приводится в дБА и в наибольшей мере соответствует кривой равной громкости с уровнем 30 дБ. Уровень L_A рекомендован Международной организацией по стандартизации (ISO) в качестве единицы оценки всех промышленных и транспортных шумов. Следует иметь в виду, что уровень шума L_A является приближенным критерием и не всегда достаточно точно характеризует восприятие шума.

Коррекции видов B и C применяются относительно редко, соответствуют кривым равной громкости в 70 и 100 дБ. Характеристика C практически линейна в измеряемом диапазоне частот. Коррекция D введена исключительно с целью измерения авиационного шума. В отличие от других видов коррекция D относится в основном к диапазону частот от 1 до 10 кГц.

Нормы ПДУ шума для селитебных зон жилой застройки в РФ представлены в санитарных нормах СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки». Для территорий, непосредственно прилегающих к жилым домам, зданиям и учебным заведениям, эквивалентный уровень звука $L_{Аэкв}$ не должен превышать 55 дБА днем (с 7 до 23 ч) и 45 дБА ночью (с 23 ч до 7 ч), а максимальный уровень звука $L_{Амакс}$ не должен превышать 70

дБА днем и 60 дБА ночью. Допустимые максимальные уровни звука проникающего шума в помещениях жилых и общественных зданий и шума на территории жилой застройки составляют 80 дБА (день) и 70 дБА (ночь). Максимальные допустимые уровни звука в дБА для шума, создаваемого на территории средствами автомобильного, железнодорожного транспорта, приняты на 10 дБА выше. Российские санитарные нормы устанавливают более жесткие требования к ПДУ шума, чем рекомендует Всемирная организация здравоохранения.

Нормирование шума в Европейском Союзе (ЕС) осуществляется в зависимости от типа источников, т.е. нормы шума в жилой застройке для автомобильного, железнодорожного и других видов транспорта различны. Во всех странах ЕС наименее жестко нормируется железнодорожный шум.

Техническое нормирование шума проводится в целях проектирования технических устройств, помещений с допустимыми уровнями шума в условиях эксплуатации, минимизации интенсивности излучения акустических волн в окружающую среду. К группе технических нормативных документов в РФ относятся, например, СНиП 23-03-2003 «Защита от шума»; ГОСТ Р 51401-99 (ИСО 3744-94) «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью». К группе технических нормативных документов в ЕС относится Европейская директива по окружающему шуму 2002/49/EC (Environmental Noise Directive - END).

В работе [7] показано, что в настоящее время в РФ существует необходимость гармонизации гигиенической и технической групп нормативных документов, регламентирующих методы измерения, прогноза и оценки уровней звука в зонах влияния транспортных потоков. В 2015 г. введен в действие российский ГОСТ 23337-2014 (ИСО 1996-1:2003, ИСО 1996-2:2007), предусматривающий в п.8 определение корректированного или оценочного уровня шума транспортных потоков с учетом поправочных коэффициентов на происхождение шума: от –3 дБА для железнодорожного транспорта до +3 дБА для воздушного транспорта (по аналогии с европейскими стандартами и Европейской директивой по окружающему шуму 2002/49/ЕС).

С 2017 г. СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах» ввел новый показатель шума – пиковый корректированный по С уровень звука (уровень звука С), дБС (измеряемый с использованием стандартизованной частотной коррекции шумомера). Тем самым в отечественную практику оценки интенсивных шумов (характерных, в том числе, и для железнодорожного транспорта) внедряются международные принципы, так как при высоких уровнях звука частотной характеристике человеческого слухового восприятия в наибольшей степени соответствует коррекция С.

Экологическое нормирование шума в целях обоснования предельно допустимых уровней воздействия шума на природные объекты и экосистемы, минимизации экологических рисков, связанных с техногенным шумом, в настоящее время находится в стадии исследования, обсуждения и формирования в России и во всем мире. Примером может служить тот факт, что экологические платежи, лимиты и нормативы законодательно предусмотрены только для таких видов негативных воздействий на окружающую среду, как выбросы загрязняющих веществ в атмосферу, сбросы в водные источники и размещение отходов производства и потребления. Платежи собственников источников энергетических загрязнений окружающей природной среды (волновых, включая виброакустические, тепловые, электромагнитные) не предусмотрены законами ни в одной стране.

Оценка ожидаемого воздействия техногенного шума на живые организмы, основанная на его сравнении с порогами биологического действия и ПДУ, разработанными для человека, приобретает весьма условный характер. Ещё в большей

степени это относится к использованию для оценки воздействия на экосистемы эквивалентных уровней звука (в дБА), искусственно нормализованных в нескольких октавах для аудиограмм человека. Разработка и утверждение научно обоснованных норм шумового воздействия на природную среду способствовали бы проектированию и повсеместному внедрению шумозащитных технологий, минимизирующих экологический ущерб.

2. Методы прогнозирования и картирования шума

Акустическая обстановка вблизи железнодорожных магистралей наиболее информативно представлена в картах шума, разрабатываемых на основании действующих в стране стандартов и расчетных методик по оценке уровней шума. Большинство национальных методик предполагают расчет эквивалентного уровня звука, создаваемого потоком железнодорожных поездов на базовом расстоянии (обычно 25 м). В немецкой методике принимается поправка в -5 дБА при оценке железнодорожного шума, поскольку, согласно исследованиям Европейского руководства по контролю ночного шума (2009), железнодорожный шум вызывает меньшее беспокойство, чем шум автотранспорта. Все расчетные методики условно делятся на расчеты шумовой характеристики и расчеты распространения шума на местности (селитебной территории).

Для сравнительной оценки уровней шума железной дороги в работе [8] были выбраны следующие методики: Schall 03 / DIN 18005 (Германия); Calculation of Railway Traffic Noise – CoRN (Англия); Nordic Rail Prediction Method (Скандинавские страны); Nord 2000 (Скандинавские страны); Российская расчетная модель (НИИСФ, 1993 г.). Были рассчитаны уровни шума, дБА, для поездов одного типа и длины, двигающихся с равной скоростью при одинаковой интенсивности движения. Полученные результаты расчетов по вышеуказанным методикам различаются на величину до 10 дБА. Наименьшее расхождение с российской методикой показал скандинавский метод расчета. Наибольшие уровни звука получены при использовании российской расчетной методики, что соответствует полученным ранее данным о более высоких уровнях шума от российских поездов по сравнению с европейскими. Наиболее близки к измеренным показателям расчетные прогнозируемые уровни шума, определенные по российской и скандинавской методикам.

Согласно Европейской директиве по окружающему шуму 2002/49/EC составляются карты шума, содержащие информацию о существующей или прогнозируемой акустической ситуации, превышении нормативных значений уровня шума, количестве людей, подвергающихся повышенным уровням шума, а также количестве жилых домов, больниц и школ, расположенных на рассматриваемом участке. Карты составляются расчетным путем для автомобильного, железнодорожного и авиатранспорта, а также для промышленных предприятий; они представляются в графическом виде или табличной форме с указанием уровней звука в дневное или ночное время с шагом в 5 дБА на высоте 4 м. Шумовые карты используются для разработки мероприятий по борьбе с шумом.

В качестве индикаторов влияния шума на население выбираются эквивалентные уровни звука ($L_{Аэкв}$) в дневное и ночное время, в соответствии с действующими нормами. Карты шума должны пересматриваться и обновляться не реже, чем один раз в пять лет, и предоставляться в службы мониторинга. В России составление карт шума в составе проектов строительства и реконструкции объектов является обязательным требованием строительных норм и правил.

Применение зарубежных расчетных методов требует значительной адаптации к российским условиям (действующим нормативам, шумовым характеристикам отечественных поездов и т.п.), т.к. расчетные уровни шума, полученные по российским

методикам, существенно отличаются от результатов расчетов по европейским расчетным моделям [8].

В настоящее время во многих странах разработаны и применяются математические модели для предотвращения распространения шума на железнодорожном транспорте: RMR, SRM II (Нидерланды, страны ЕС); Schall03, Schall Transrapid, VBUSch (Германия); Schall 03 new (Германия); DIN 18005 (Германия); ONR 305011 (Австрия); Semibel (Швейцария); NMPB-Fer (Франция); CRN (Великобритания); TemaNord 1996: 524 (Скандинавия); FTA/FRA (США); Nordic (Норвегия); Harmonise (Европа); Imagine (Европа) [9]. В России применяется ГОСТ Р 56394-2015 «Шум. Карты шума оперативные для железнодорожного транспорта. Общие требования и методы построения».

3. Методы и средства снижения шума от движения поездов

К факторам, определяющим уровни шума железнодорожного транспорта, можно отнести интенсивность и скорость движения, типы подвижного состава, рельеф местности и звукопоглощение подстилающей поверхности, высоту и плотность застройки, состояние путевого полотна и наличие элементов акустического благоустройства (зеленые насаждения, шумозащитные экраны) и др.

Шум на железной дороге формируется различными источниками в зависимости от скорости движения:

шум от движения подвижного состава, или шум качения, в диапазоне скорости от 50 км/ч до 200 км/ч (вызван шероховатостью рельсов и колес, шумоизлучением кузовов подвижного состава);

- аэродинамический шум при скорости свыше 200 км/ч (вызван обтеканием воздушным потоком основания и полоза токоприемника, тележки вагона; работой установки кондиционирования воздуха);
- агрегатный шум при скорости менее 50 км/ч (вентиляторы, крышевая и подкузовная части установок кондиционирования воздуха);
- шум тягового привода и передачи локомотивов при скорости до 50 км/ч (глушитель, дизель, тяговая передача).

При скорости движения поездов до 200 км/ч основными источниками шума являются зоны контакта колес с рельсами [10].

Методы защиты населения и среды обитания от негативного шумового воздействия транспорта подразделяются на пассивные и активные. В первом случае это меры, применяемые для защиты объектов воздействия от неустранимого существующего шума (шумозащитные экраны, звукоизолирующее остекление фасадов зданий вблизи путей, шумозащитные здания с ориентацией жилых комнат преимущественно в сторону внутриквартальной территории, шумозащитные посадки деревьев и т. п.). Во втором случае – меры, позволяющие исключить или минимизировать генерацию шума за счёт существенных модернизаций конструкций подвижного состава, путевых сооружений. Наиболее эффективное решение – замена источника шумового воздействия, реализация приоритетного развития малошумных видов транспорта (например, монорельсового) [11].

Железнодорожный транспорт генерирует преимущественно низкочастотный шум. Исследования, проведенные в Петербургском государственном университете путей сообщения в рамках НИР «Комплекс научно обоснованной доказательной базы, направленной на снижение акустического воздействия от объектов железнодорожного транспорта. Шифр 9.075», показали, что наиболее эффективными для строительства акустических экранов в этих условиях являются шумозащитные панели, изготовленные по технологии лицензии компании «Дюрисол Интернешнл» (ТУ 5741-001-80560517-2011). Индекс изоляции воздушного шума панелей «Дюрисол» достигает 44 дБ, что более чем на 10дБ выше, чем у аналогичных изделий других пяти исследованных модификаций [12].

В Отраслевом дорожном методическом документе «ОДМ 218.2.013-2011. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» на основании опыта строительства и эксплуатации приведены качественные характеристики материалов шумозащитных экранов (таблица 1).

Таблица 1
Качественные характеристики материалов шумозащитных экранов

Материал	**Преимущества**	**Недостатки**
Бетон	высокая звукоизолирующая способность; хорошие отражающие свойства; долговечность; простота эксплуатации	большой вес; сложность сооружения
Дерево	хорошие звукопоглощающие свойства	сложное содержание; недолговечность; пожароопасность
Металл	удобство монтажа; меньший вес по сравнению с экранами из бетона и железобетона	недолговечность из-за коррозии
Прозрачный пластик	небольшой вес конструкции; сохранение визуального обзора придорожного пространства; интеграция в существующий пейзаж	необходима постоянная очистка; высокая стоимость; повышенная возможность отражения света фар от экрана

Эффективность снижения шума зеленой полосой насаждений зависит от правильного выбора пород деревьев и кустарников (лиственных и хвойных пород для обеспечения круглогодичной защиты) и их оптимального позиционирования (создания многоярусных рядов с сомкнутыми кронами и подлеском). Снижение шума может достигать значения 30 дБ и более. Необходимая высота зеленых насаждений должна быть не менее 7-8 м, что не всегда возможно обеспечить при большом количестве воздушных линий электропередач в городской черте. Шумозащитные здания целесообразно использовать для экранирования расположенных за ними внутриквартальных территорий. По акустической эффективности здания-экраны превосходят такие средства, как экранирующие сооружения в виде кавальера, экраны-стенки или полосы зеленых насаждений. Это позволяет рационально использовать городскую территорию за счет уменьшения разрывов между магистралями и жилой застройкой [13].

Шум в окружающем пространстве от железнодорожного подвижного состава формируется при его движении; кроме того, шум возникает внутри самого подвижного состава. Для снижения излучаемого шума применяются: устранение износа и дефектов поверхности катания колес; шлифовка рельсов, уложенных в пути; повышение гибкости системы буксового рессорного подвешивания тележек; замена стыкового пути на бесстыковой, применение резиновых подрельсовых прокладок, совершенствование тормозной системы транспортных средств, ограничение скоростей движения в районах городской застройки, применение глушителей шума на тепловозных силовых установках, запрет мощных звуковых сигналов, установка вдоль пути шумопоглощающих и шумоотражающих экранов. Для снижения шума внутри подвижного состава проводятся конструктивные мероприятия по монтажу шумоизоляции в обшивке вагонов,

акустической модернизации тормозных и сцепных устройств, систем вентиляции и кондиционирования воздуха помещений и др. [14].

Оборудование вагона устройством для защиты от шума в виде параболических экранирующих акустических панелей, устанавливаемых с торцов каждой колесной пары, и у колес с двух сторон тележек вагона по направлению и против направления движения, способствует круговому фокусированию отраженных звуковых волн, создаваемых колесными парами, обеспечивает эффективное снижение интенсивности излучаемых в окружающее пространство звуковых волн [14].

Снизив уровень излучения шума грузовыми вагонами на 8 дБА, можно на 43 % уменьшить затраты на инфраструктурные мероприятия шумозащиты. При оснащении всех видов подвижного состава железных дорог РФ современными малошумными дисковыми тормозами, композиционными тормозными накладками, расходы на такие инфраструктурные мероприятия, как сооружение шумозащитных стен и установка в близлежащих домах звукоизоляционного остекления, можно снизить на 66 % [9].

Обзор современных элементов проекта по снижению железнодорожного шума FiL-Rail по материалам института KIT в г. Карлсруэ (Германия) представлен в обзоре [10]. Основой исследовательского проекта являются запатентованные или заявленные к патентованию снижающие шум функциональные элементы железнодорожного пути (FiL-Rail). Основной задачей проекта FiL-Rail является снижение уровня воздушного шума (свыше 10 дБ — более чем в 2 раза) и корпусного (свыше 35 дБ — в 100 раз) по сравнению с классическим балластным путем.

Европейский консультативный Совет по железнодорожному транспорту (ERRAC) постановил к 2020 г. снизить шум грузовых вагонов на 20 дБА, скоростных поездов на 5 дБА в источнике шума путем: замены чугунных колодок композитными; использованием рельсошлифовальных технологий; применением колес с пониженным шумом; снижением шума в кривых; укладкой малошумного пути.

Согласно научно-исследовательской программе Федеративного Правительства Германии на ближайшую перспективу предусмотрено снижение шума железнодорожного транспорта на 15 дБА [10].

Заключение

Анализ шумовых характеристик железнодорожного транспорта выявил причины и источники негативного акустического воздействия на селитебные территории.

Рассмотрение нормативных документов показало необходимость гармонизации российских санитарных норм и технических стандартов, регламентирующих методы измерения и оценки шума. Установлено отсутствие в российском и международном правовом поле научно обоснованных и законодательно утвержденных безопасных уровней воздействия шума на природные экосистемы.

Для расчета шума российских железных дорог целесообразно использовать методики, учитывающие национальные особенности (расчетные модели, стандарты, шумовые характеристики подвижного состава, метеоусловия и т.д.). Карта шума является важным инструментом для оценки уровней шума на селитебной территории и разработки эффективных защитных мероприятий.

Обзор наилучших доступных технологий защиты от шума на железнодорожном транспорте показал, что их внедрение позволит снизить расходы на традиционные шумозащитные мероприятия, продлить срок службы объектов транспортной инфраструктуры, повысить качество жизни населения на территориях, прилегающих к железным дорогам.

Список литературы

1. Васильев А.В. Шумовая безопасность урбанизированных территорий// Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2014. – № 1. – Т. 16. – С. 299-305.
2. Лысов С.И., Холопов Ю.А. О влиянии транспортных потоков на шумовую нагрузку в городской среде // Наука и образование транспорту. - 2015. - № 1. - С. 182-183.
3. Калугина Ю.В., Холопов Ю.А. Тенденции развития транспорта и создание комфортной городской среды // В сб: Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов ELPIT 2015. Сб. трудов пятого междунар. экологического конгресса (седьмой междунар. науч.-техн. конф.). - 2015. - С. 173-177.
4. Башаркин М.В., Холопов Ю.А. Некоторые подходы к созданию комфортной городской среды на основе эколого-логистических решений // Экологические системы и приборы. 2019. № 2. С. 33-40.
5. Благодарева М.С., Корнилков А.С., Ярушин С.В., Малых О.Л. О методических подходах к оценке многофакторных рисков для здоровья населения, подверженного неблагоприятному воздействию среды обитания человека// Медицина труда и промышленная экология. – 2018. – № 11. – С. 41-45.
6. Васильев А.В. Подходы к оценке экологического риска при воздействии акустических загрязнений// Экология и промышленность России. – 2018.– № 2. – Т. 22. – С. 25-27.
7. Копытенкова О.И., Курепин Д.Е., Фридман К.Б., Кузнецова Е.Б. Подходы при изучении воздействия шума железнодорожного транспорта на основе методологии оценки риска// Гигиена и санитария. – 2017. – № 7. – Т. 96. – С. 675-681.
8. Буторина М.В. Оперативные карты шума для железнодорожного транспорта: назначение, общие требования и примеры применения// Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 26-28 марта 2013 г., СПб/ Под ред. Н.И. Иванова; СПб. –2013. – 743 с.
9. Зеленько Ю.В., Мямлин С.В., Недужая Л.А. Современные подходы к контролю шума от подвижного состава и созданию шумовых карт железных дорог// Транспорт Российской Федерации. – 2015. – № 3 (58). – С. 50-53.
10. Инновационные методы снижения уровня шума// Железные дороги мира. – 2011. – № 10. – С. 66-71.
11. Анфилофьев Б.А., Привалов С.А., Холопов Ю.А. Монорельсовая дорога – перспективный вариант решения транспортных проблем г.о. Самара// ELPIT-2013. Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов: сборник трудов IV Международного экологического конгресса (VI Международной научно-технической конференции). – 2013. – С. 10-15.
12. Копытенкова О.И., Афанасьева Т.А., Машарский Б.Л., Завьялов А.Б. Строительные меры снижения сверхнормативного акустического воздействия на жилые территории// Technique and technology of the future 'in 2018: Материалы международной научно-практической интернет-конференции, 16-17 октября 2018 г. Scientific WORLD [электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: https://www.sworld.com.ua/index.php/ru/ge5-13/30608-ge5-045 (дата обращения: 20.01.2019).
13. Балькин В.М. Элементы воздействия транспорта на здания и сооружения. Их защита от транспортного шума и вибраций// Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура. – 2013. – № 3 (11). – С. 44-45.
14. Кузьминский Р.А., Павлов Ю.Н. Устройство для защиты от шума рельсового транспорта// Транспорт. Экономика. Социальная сфера (Актуальные проблемы и их решения): Сборник статей V Международной научно-практической конференции. - 2018. -С.60-64.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 62-2
OECD 02.07.IH

Гасители колебания давления повышенной эффективности для трубопроводных систем энергетических установок и технологических машин. Разработка и исследование.

Чернов Н.С. [1], Васильев А.В. [2]
[1]Старший научный сотрудник, ООО «Институт химии и инженерной технологии», г. Тольятти, Россия
[2]Генеральный директор, ООО «Институт химии и инженерной технологии», г. Тольятти, Россия

Аннотация

Рассмотрены проблемы и пути снижения колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок и технологических машин. Описаны теоретические основы виброгашения. Рассмотрены разработанные конструкции устройств, для снижения пульсаций давления в трубопроводных системах. Исследована и экспериментально проверена проблема снижения колебания давления и шума в сравнении с зарубежными аналогами, приведены показатели эффективности приведенных гасителей колебания давления. Применение разработанных и внедренных гасителей для снижения колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок и технологических машин, позволяет значительно снизить шум и вибрацию, повысить эффективность, надежность и ресурс работы промышленного оборудования.

Ключевые слова: вибрация, шум, пульсации давления, трубопроводные системы, измерительные приборы, гасители пульсаций давления.

Pressure oscillations dampers of increased efficiency for pipeline systems of power plants and technological equipment. Development and research.

Chernov N.S.[1], Vasilyev A.V.[2]
[1]Senior scientific collaborator, "Institute of chemistry and engineering ecology" limited liability company, Togliatti, Russia
[2]Director general, "Institute of chemistry and engineering ecology" limited liability company, Togliatti, Russia

Abstract

Problems and way of reduction of oscillations dampers in pipeline systems of power plants and technological equipment are considered. Theoretic backgrounds of vibration damping are described. Developed constructions of devices for reduction of pulsations dampers in pipeline systems are considered. Problem of reduction of pressure pulsations and of noise is investigated and experimentally checked comparing with foreign samples, efficiency indexes are submitted. Using of developed and implemented dampers for reduction of oscillation dampers in pipeline systems of power plants and technological machines is allowing significantly reduce noise and vibration, increase efficiency, reliability and operation time of industrial equipment.

Key words: vibration, noise, pressure pulsations, pipeline systems, measuring equipment, pressure pulsations dampers

Введение

Технический процесс в развитии трубопроводных систем предъявляет высокие требования к безопасности и надёжности работы энергетических установок (ЭУ) и

 * *Автор корреспондент: N.Chernov@tltsu.ru (Чернов Н.С.)*

технологических машин (ТМ).

Практика эксплуатации трубопроводных систем показала причины повреждения оборудования и типичные неисправности, нарушающие условия его нормальной эксплуатации и безопасной работы:

- механические разрушения трубопроводов и конструкций трубных соединений при перепадах внутреннего давления, действиях внешних сил, коррозии и изменения температуры;
- поломки таких узлов, как насосы, компрессоры, вентиляторы и теплообменники;
- неисправности в системе контроля (датчики давления и температуры, индикаторы уровня, расходомеры, приборы управления);
- неисправности в системе безопасности (предохранительные клапаны, системы сброса давления, предохранительные разрывные мембраны);
- нарушения сварных швов и соединительных фланцев.

Анализ аварийных ситуаций в трубопроводных системах различного назначения показывает, что практически каждое из этих событий, способных вызвать крупную аварию, может быть следствием изменений режима давления из-за волновых и ударных процессов.

Рабочая среда-теплоноситель - в трубопроводах энергетических установок и технологических машин имеет ряд особенностей: высокие температуры и температурные градиенты, значительные скорости потока, высокие давления. В наиболее узких сечениях скорость жидкого теплоносителя достигает 12 - 14 м/с, газообразного 100 - 150 м/с, давление 16 - 35 МПа, температура 300 - 400 °С. Процессы в главных циркуляционных трубопроводах характеризуется значительными нестационарными расходами теплоносителя и интенсивными волновыми и вибрационными нагрузками.

Вибрации могут стать причиной усталостных разрушений трубопроводов, элементов трубных соединений ЭУ и ТМ, в результате которых нарушается проектная степень герметичности проточных трактов и появляются значительные течи теплоносителя. Поэтому каждый случай появления вибрации трубопровода требует квалифицированного анализа [1].

2. Теоретические основы динамического виброгашения

Динамическое гашение есть метод вибрационной защиты посредством присоединения к защитному объекту дополнительной значительно меньшей по массе и габаритам колебательной системы, динамическая реакция которой при определенных условиях компенсирует действие возбуждающих сил и тем самым снижает вибрацию самого объекта до установленных пределов.

Основными источниками вибрации трубопроводов, в большинстве случаев, являются динамические нагрузки вращающихся элементов ЭУ, а также пульсирующий поток теплоносителя. Пульсации потока вызывают вибрации трубопроводов, связанных с ними оборудования и опорных конструкций, частота колебаний которых близка к частотам колебаний давления.

Существенный вклад в генерацию вибраций вносят колебания давления в потоке теплоносителя. Возникновению колебаний способствует наличие крутых поворотов технологических трубопроводов, изгибов и разветвлений. При этом весьма высокие амплитуды колебаний имеют место при образовании в трубопроводных системах стоячих волн, которые создаются при отражении периодических импульсов давления в теплоносителе от неровностей трубопроводов. Возникновение колебаний давления в теплоносителе обусловлено, как показывают исследования, акустическими явлениями. Особенно опасны условия акустического резонанса, когда частота импульсов давления от источников такова, что на каком-либо участке трубопровода укладывается целое число четвертей длин волн давления.

Акустическая вибрация приводит к разрушению, когда попадает в резонанс с любым элементом ЭУ и ТМ.

Борьба с вибрацией и шумом является острой проблемой при проектировании и эксплуатации ЭУ и ТО.

Большое раздражающее воздействие на операторов оказывает не только механическая, но и акустическая вибрация (шум), обусловленная колебаниями рабочей среды в трубопроводных системах, инициированными отрывающимися вихрями или турбулентными пульсациями данной среды. Значение акустической частоты колебаний зависит от номера моды (формы колебаний): самая низкая частота характерна для первой моды, более высокая частота - для второй, третьей и т. д.

Кроме того, акустическая частота зависит от формы, геометрических размеров, а также скорости звука в ней, и может быть подсчитана по следующему соотношению:

$$f_a = m * W_{зв}/2d \quad (1)$$

где: f_a - акустическая частота ;
m - номер моды;
$W_{зв}$ - скорость звука в межтрубной жидкости, м/с;
d - внутренний диаметр трубы, м.

Причем экспериментальные исследования показывают: пока возбуждающие частоты лежат в пределах до 20 % акустической частоты, возникает *громкий шум и акустическая вибрация*, совпадающая с собственной резонансной частотой любого элемента гидропневмосистемы, как правило, разрушающее его.

Единственным средством борьбы с шумом и вибрациями трубопроводных систем – это гасители, устанавливаемые в соответствующие магистрали: они превращают турбулентный поток газа или жидкости в ламинарный, т.е. поток, частота и амплитуда колебаний которого равны или близки к нулю.

Конструкции гасителей применяемых в отечественной промышленности и за рубежом, могут быть самыми разными: их выполняют в виде простейших вставок с небольшими отверстиями; регулировочных винтов и т. д., способных перемещаться в отверстиях; витых спиралей; наборов шайб с отверстиями и выфрезированными канавками, образующими сложные пространственные изломанные каналы и т. п. Но все они снижают вибрации и шум не более чем на 10-20 дБА. [2, 10].

3. Конструкции гасителей колебаний давления в трубопроводных системах ЭУ и ТМ

Для предотвращения разрушения трубопроводов и повышения эксплуатационной надежности трубопроводных систем, предлагаются разработанные авторами и испытанные конструкции гасителей колебаний давления (рис. 1, 2 и 3).

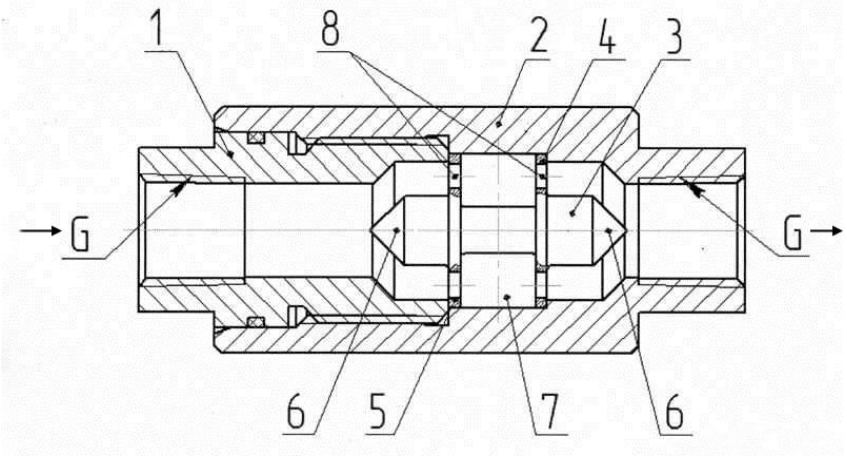


Рис. 1. Гаситель колебаний давления (исполнение - I):
1 - входной патрубок, 2 - выходной патрубок, 3 - сердечник, 4 и 5 - фланцы сердечника, 6 - конические вершины сердечника, 7 - кольцевая канавка. 8 - отверстия фланцев 4 и 5, G - обозначение резьбы (по ГОСТ 6357-81).

Гаситель колебания давлений (исполнение -1) состоит из входного 1 и выходного 2 патрубков, сердечника 3 с фланцами 4 и коническими вершинами 6 и кольцевой канавкой 7. Фланцы 5 и 6 снабжены отверстиями 8.

Гаситель колебания давлений работает следующим образом. Среда (жидкость или сжатый воздух) подается под высоким давлением через входной патрубок. Пройдя через отверстие 8 сердечника, среда гасится и сглаживается, а пройдя кольцевой канал 7, снижается скорость прохождения среды вторично, и тем самым осуществляется повторное сглаживание пиков давления. Затем среда через отверстия фланца 5 без колебаний давления и пульсаций подается к исполнительным механизмам или к измерительным приборам.

Диаметры и количество отверстий во фланцах подбираются в зависимости от проходного сечения входного патрубка.

Кольцевая канавка 7 обеспечивает сочетание ламинарного потока среды через отверстия 8 фланца 4 с турбулентным в кольцевой канавке 7, что повышает эффективность гашения колебаний [7].

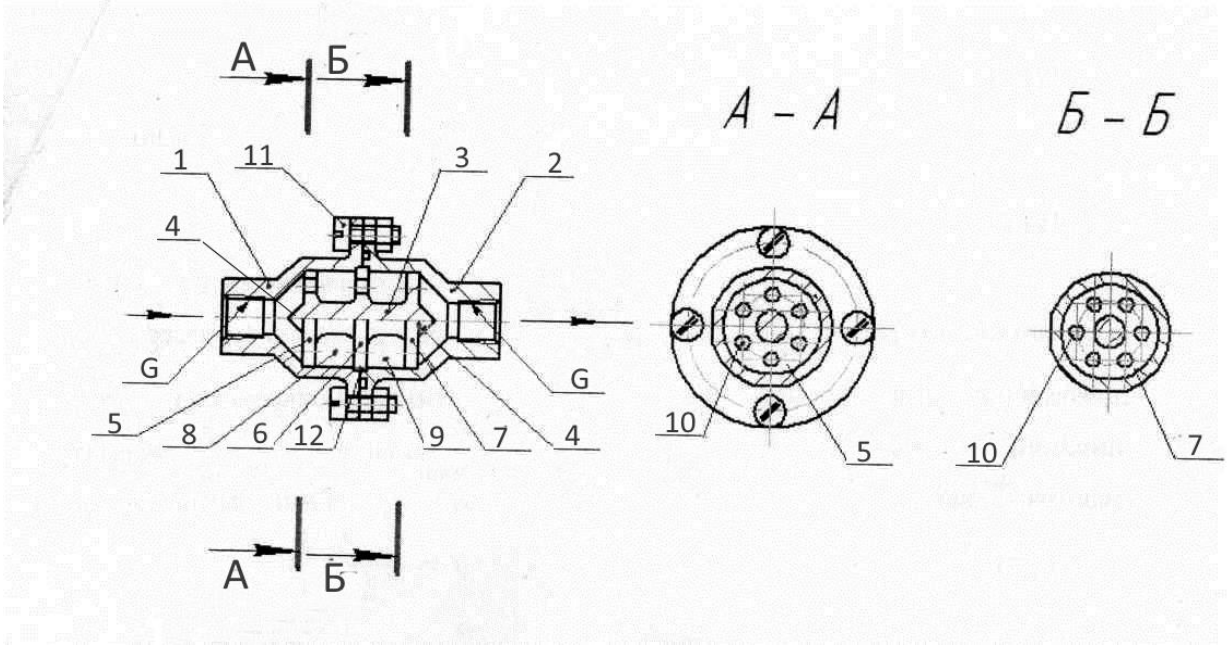


Рис.2. Гаситель колебания давления (исполнение - II):

1, 2 — входной и выходной патрубки; 3 - сердечник; 4 - конические вершины сердечника; 5 - входной фланец; 6 - промежуточный фланец; 7 - выходной фланец; 8, 9 - кольцевые канавки; 10 - отверстия во фланцах; 11 - винты крепления патрубков 1 и 2; 12 - кольцевые канавки патрубков 1 и 2, G - обозначение резьбы (по ГОСТ 6357-81)

На рисунке 2 представлен гаситель колебания давления (исполнение - II); на сечении А-А входной фланец сердечника с отверстиями, на сечении Б-Б выходной фланец со смещенными отверстиями. Гаситель колебания давлений состоит из корпуса, выполненного из входного 1 и выходного 2 патрубков, сердечника 3 с коническими вершинами 4 содержащий входной фланец 5, промежуточный фланец 6 и выходной фланец 7 образующие кольцевые канавки 8 и 9, которые могут быть выполнены полукруглой или прямоугольной. Фланцы 5, 6 и 7 снабжены отверстиями 10. Отверстия входного фланца 5 и промежуточного фланца 6 расположены оппозитно друг другу, а отверстия выходного фланца 7 относительно промежуточного фланца 6 смещены на 15...30 градусов по оси гасителя и имеют разные диаметры расположения. Патрубки 1 и 2 выполнены разъемными и закреплены между собой винтами 11. Промежуточный фланец 6 устанавливается в кольцевые канавки 12 патрубков 1 и 2.

Гаситель колебания давлений работает следующим образом. Рабочая среда (жидкость или сжатый воздух) подается под высоким давлением через входной патрубок 1. Пройдя через отверстия 10 входного фланца 5 сердечника, среда гасится и сглаживается, а пройдя кольцевой канал 8, снижается скорость прохождения среды, тем самым осуществляется повторное сглаживание пиков давления. Затем среда через отверстия промежуточного фланца 6 поступает в кольцевой канал 9, где снижается скорость прохождения среды вторично, и без колебаний давления и пульсаций через патрубок 2 выходит к энергетическим установкам или измерительным приборам. Смещение отверстий выходного фланца 7 на 15...30 градусов по оси гасителя и выполнение их на разных диаметрах расположения позволяет дополнительно снизить колебания давления и пульсации рабочей среды. Форма кольцевых канавок в поперечном сечении может быть выбрана конструктивно в зависимости от условий работы гасителя колебаний. Как показали испытания наиболее эффективными формами каналов при этом являются полукруглая или прямоугольная.

Для сохранения ламинарности потока рабочей среды диаметры и количество отверстий во фланцах подбираются в зависимости от проходного сечения входного патрубка 1. Кольцевая канавка 8 обеспечивает сочетание ламинарного потока среды через отверстия 10 входного фланца 5 с турбулентным в кольцевой канавке 8, затем вторичное

снижение колебаний и пульсаций в кольцевой канавке 9 повышается эффективность гашения колебания давлений на 35-45% [8].

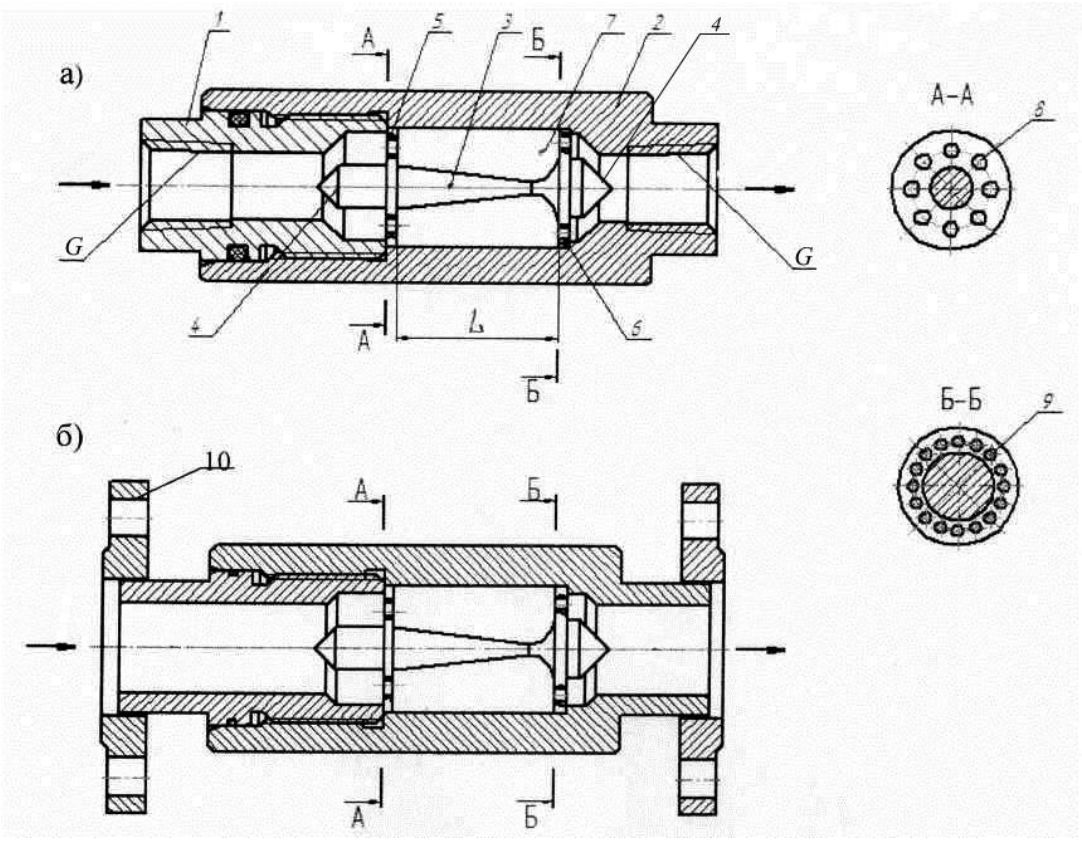


Рис. 3. Гаситель колебания давления (исполнение - III)
а) подсоединение резьбовое; б) подсоединение фланцевое, 1, 2 – входной и выходной патрубки; 3 – сердечник; 4 – конические вершины; 5 – фланец входной; 6 – фланец выходной; 7 - кольцевая канавка; 8 и 9 - отверстия фланцев 5 и 6; 10 - фланцы для подсоединения (вариант б). G – обозначение резьбы (по ГОСТ 6357-81)

На рис. 3 представлен гаситель колебании давления (исполнение - III) на сеч. А-А, Б-Б - фланцы сердечника с отверстиями 8 и 9. Гаситель колебаний давления состоит из цилиндрического корпуса выполненного из входного 1 и выходного 2 патрубков, сердечника 3 с коническими вершинами 4 содержащий входной фланец 5, и выходной фланец 6 образующие кольцевую канавку 7, которая выполнена в форме усечённого конуса. Фланцы 5 и 6 снабжены отверстиями 8 и 9. Кольцевая канавка 7 выполнена длиной L=(1,5 - 2)<3, где d - диаметр основания усечённого конуса.

Гаситель колебаний давления работает следующим образом.

Рабочая среда (жидкость или сжатый воздух) подается под высоким давлением через входной патрубок 1. Пройдя через отверстия 8 входного фланца 5 сердечника, среда гасится и сглаживается, а пройдя кольцевой канал 7, снижается скорость прохождения среды, тем самым осуществляется повторное сглаживание пиков давления.

Затем среда через отверстия 9 выходного фланца 6 поступает без колебаний давления и пульсаций через выходной патрубок 2 к энергетическим установкам или измерительным приборам. Выполнение отверстий выходного фланца 6 разного диаметра по отношению отверстий входного позволяет дополнительно снизить колебания давления и пульсации рабочей среды [9].

Форма кольцевой канавки в поперечном сечении выбрана в зависимости от условий работы гасителя колебаний в форме усечённого конуса. Как показали опытные испытания, она является наиболее эффективной формой кольцевой канавки.

Для сохранения ламинарности потока рабочей среды диаметры и количество отверстий во фланцах подбираются в зависимости от проходного сечения входного

патрубка 1. Кольцевая канавка 7 обеспечивает сочетание ламинарного потока среды через отверстия 8 фланца 5 с вихревым турбулентным в кольцевой канавке 7, что повышает эффективность гашения колебаний на 35-45% [11].

Технические характеристики гасителей:

1. Номинальное давление среды (жидкости или газа): 25 МПА;
2. Условный проход Dy 15, 20, 25, 32, 40, 50;
3. Снижение пульсаций давления на входе и выходе: в 3-4 раза;
4. Присоединительные размеры, мм:
   - к измерительным приборам: М 12х1,5; М20х1,5;
   - для подвода среды к гасителю трубами ГОСТ 9567-75 (диаметры труб в мм): 6, 10, 12,16,22, 28, 34, 42;
   - трубами ГОСТ 3262-75 с условным проходом (Dy 15, 20, 25, 32, 40, 50): G1/2; G3/4; G1; G11/4; G11/2; G2 (обозначение резьб по ГОСТ 6357-81).

Опыт внедрения вышеописанных конструкций гасителей давления в трубопроводных системах ЭУ и ТМ в условиях ОАО "АВТОВАЗ" позволяет сделать вывод об их достаточной высокой эффективности.

4. Результаты испытаний

Для сравнения эффективности разработанных гасителей с существующими аналогами, например фирмы «WIKA» (Германия), по патенту № 2 03419 (Россия) были проведены экспериментальные испытания на стендовом и действующем оборудовании.

Результаты испытаний по эффективности сведены в табл. 1

Таблица 1

Показатели эффективности гасителей колебаний давления

Наименование фирм, №№ патентов	**Конструкции гасителей**	**Снижение в дБА**
ф. «WIKA» (Германия)	Регулировочный винт, витая трубка	15- 20
Пат. №2034190 (Россия)	Сердечник с конусными вершинами, с регулировкой с подпружиненными лопастями на выходе	20 - 25
Разработка авторов: пат. № 2459998 (Россия) пат. № 2459999 (Россия)	Сердечник с конусными вершинами и фланцами с отверстиями и кольцевой канавкой	 30 – 35 35 - 45

Полученные результаты испытаний являются важными для оценки эффективности и эксплуатационной надежности предлагаемых конструкций гасителей колебаний давления в отраслях отечественного и зарубежного машиностроения [10].

Заключение

Применение разработанных гасителей колебаний давления в трубопроводных системах ЭУ и ТМ позволяет снизить и сгладить пики давления с высокой пульсацией, тем самым снизить перегрузки на элементы ЭУ и ТМ, предотвратить их вывод из строя, повысить эффективность, надежность и ресурс работы промышленного оборудования.

Полученные результаты могут быть использованы и применены в организациях, предприятиях и учреждениях, разрабатывающих и эксплуатирующих стационарные и передвижные энергетические установки, в том числе в различных отраслях производства, при транспортировке газов и жидкостей по трубопроводным системам и др. при решении задач по уменьшению вибрации и механического шума энергетических установок путем использования принципа динамического гашения колебаний.

Список литературы

1. Ганиев Р.Ф. Волновая стабилизация и предупреждение аварий в трубопроводах / Р.Ф. Ганиев, Х.Н. Низамов, Е.И. Дербуков. //Монография. – Москва.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, - 1996. – 258 с.

2. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.

3. Чернов Н.С. Гаситель колебаний давления в гидросистемах энергетических установок / Н.С. Чернов, А.В. Васильев, В.П. Мурановский // Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов: сб. трудов Международной научно-технической конференции Т.7 – Тольятти. 2011 – с. 159-162.

4. Васильев А.В. Снижение вибрации энергетических установок и присоединительных механических систем и использованием виброопор и виброгасителей / А.В. Васильев, А.И. Глейзер, Н.С. Чернов // Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов: сб. трудов Международной научно-технической конференции Т.6 – Тольятти. 2013 – с. 103-107.

5. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок. Ежемесячный научный журнал «Наука - производству», №8, август 2004 г., с. 68-70.

6. Глейзер А.И., Васильев А.В. Вибродемпфирование и динамическое гашение колебаний энергетических машин и установок. Безопасность в техносфере. 2011. №3. с.35-37.

7. Патент 2459998 Российская федерация, МПК F16L 55/04. Гаситель колебаний давления / Н.С. Чернов, А.В. Васильев, В.П. Мурановский; заявитель и патентообладатель «Тольяттинский государственный университет» - №2011109723/06, заявл. 15.03.2011, опубл. 27.08.2012, Бюл. №24 – 6с: ил.

8. Патент 2459999 Российская федерация, МПК F16L 55/04. Гаситель колебаний давления / Н.С. Чернов, А.В. Васильев, В.П. Мурановский; заявитель и патентообладатель «Тольяттинский государственный университет» - №2010150778/06, заявл. 10.12.2010 опубл. 27.08.2012, Бюл. №24 – 5 с.

9. Чернов Н.С. Пути снижения колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок. / Н.С. Чернов, А.В. Васильев, В.П. Мурановский. // Динамика и виброакустика машин: сб. трудов 2-й Международной научно-технической конференции. Самара, СНАУ, - 2014. – с. 318 – 323.

10. Чернов Н.С. Устройство для снижения вибрации и шума в трубопроводных системах энергетических установок. Разработка и исследование. / Н.С. Чернов, В.П. Мурановский. // Защита от повышенного шума и вибрации: сб. трудов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Журнал NOISE Thery and Proctice №1. – СПб, - 2015. – с. 17 – 21.

11. Чернов Н.С. Повышение надежности работы энергетических установок применением гасителей колебаний давления. / Н.С. Чернов, А.В. Васильев // Экология и безопасность, жизнедеятельность промышленно-транспортных комплексов: сб. трудов Международной научно-технической конференции Т.6. – Самара – Тольятти. 2017 – с. 217 – 222.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург
NOISE&VIBRATION 2019

УДК 628.517.2
OECD 2.07

Возможности акустических экранов для снижения шума ГРП и газопроводов после него

Чувирова С.А.[1*], Тупов В.Б.[2]
[1]Аспирант, Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный Исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
[2]Профессор, Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный Исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

Аннотация

Одним из источников шумового загрязнения на ТЭС является газорегуляторный пункт и газопроводы после него. Актуальность вопроса обусловлена тем, что шум от ГРП и газопроводов от него может существенно превышать санитарные нормы на территории станции в окружающем ее районе. На территории ТЭС могут находиться один или более ГРП. Одним из мероприятий по снижению шума является установка акустических экранов, которые могут быть установлены как около ГРП, так и вдоль газопровода. Показана специфика снижения шума от ГРП и газопроводов после него акустическими экранами по сравнению со снижением автомобильного и железнодорожного шума. В работе приведены результаты расчетов и показан диапазон эффективности акустических экранов в зависимости от расстояния источника до экрана, изменения высоты расположения газопровода и высоты экрана. Обсуждены вопросы влияния технологических проемов в экранах на их акустическую эффективность.

Ключевые слова: *акустические экраны, шум, снижение шума, шум от ГРП.*

Possibilities of acoustic screens to reduce the noise of GCP and gas pipelines after it

Chuvirova S.A.[1], Tupov V.B.[2]*
[1] Postgraduate, National Research University «Moscow Power Engineering institute», Moscow, Russia
[2] Professor, National Research University «Moscow Power Engineering institute», Moscow, Russia

Abstract

One of the sources of noise pollution at the TPP is the gas control point and gas pipelines after it. The relevance of the issue is due to the fact that the noise from gas control point and gas pipelines from it can significantly exceed sanitary standards on the territory of the station in the surrounding area. One or more gas control point units may be located on the territory of TPP. One of the measures to reduce noise is the installation of acoustic screens that can be installed both near the gas control point and along the gas pipeline. The specificity of noise reduction from GCP and gas pipelines after it by acoustic screens in comparison with reduction of automobile and railway noise is shown. The paper presents the results of calculations and shows the range of efficiency of acoustic screens depending on the distance from the source to the screen, changes in the height of the pipeline and the height of the screen. Questions of influence of technological apertures in screens on their acoustic efficiency are discussed.

Key words: *acoustic screens, noise, reduced noise.*

[*]*Автор корреспондент: chuvirovasa@mpei.ru (Чувирова С.А.)*

Введение

В условиях современного мегаполиса и его развитой инфраструктуры человек постоянно подвергается воздействию вредных и опасных антропогенных физических факторов. Наиболее значимым из указанных факторов является акустический шум, влияние которого в условиях плотной застройки населенных пунктов продолжает возрастать. В структуре жалоб наибольший удельный вес составляют жалобы на шум ~ 58% [1].

Объекты энергетики (ТЭС, РТС, трансформаторные подстанции и т.д.) являются мощным источником шумового загрязнения мегаполисов. Плотность городской застройки влияет на расположение ТЭЦ и может приводить к превышению действующих санитарных норм СН 2.2.4./2.1.8.562-96 [2] по фактору шума.

Одним из интенсивных источников шума на ТЭЦ является газорегуляторный пункт (ГРП) и газопроводы после него. Внутри помещения ГРП уровень звука может составлять 100-125 дБА, вместо установленных нормативами 80 дБА. Максимальное значение в спектре приходится на высокие частоты, особенно для октавных полос со среднегеометрическими частотами 1000 и 2000 Гц [3]. Шум от ГРП – высокочастотный, постоянный и широкополосный.

Излучение шума от ГРП и газопроводов от него имеет свои особенности. Первая особенность, что уровни звука от боковых поверхностей и торца , куда входят газопроводы высокого давления более чем на 10 дБА меньше , чем от стены здания откуда выходят газопроводы. Поэтому здание ГРП можно рассматривать как точечный источник шума в месте выхода из него газопроводов. Другой особенностью является то, что газопроводы после здания ГРП и имеют переменные шумовые характеристиками по длине [4]. Акустические экраны являются важным средством для создания малошумного предприятия [5] и их использование рассматривалось в [6-7]. Но не все вопросы получили достаточное освящение. В настоящей работе приводится сравнение использования акустических экранов для здания ГРП и отдельно для газопроводов после него. Использование акустических экранов около ГРП возможно при наличии технологических проемом, которые будут снижать их акустическую эффективность. Этот вопрос также рассматривается здесь.

1. Снижение шума от ГРП экраном

ГРП можно рассматривать как точечный источник шума. Расчет акустической эффективности производится согласно ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) [8], в котором отражено, что объект считают барьером или экранирующим препятствием (далее – экраном), если:

- его поверхностная плотность не менее 10 кг/ м^2;
- его поверхность сплошная, без больших разрывов или просветов;
- горизонтальный размер экрана в направлении, перпендикулярном к линии, соединяющей источник и приемник, более длины звуковой волны λ с частотой, равной среднегеометрической частоте октавной полосы.

При расчете затухания на экране D_z предполагают, что имеется один основной путь распространения звука от источника шума к приемнику. В противном случае следует выполнять расчет для разных путей распространения звука и определять суммарный результат как среднеквадратичное значение.

Затухание на экране D_z (в децибелах) для основного пути рассчитывают по формуле:

$$D_z = 10 \lg \left[3 + \left(\frac{C_2}{\lambda}\right) C_3 z K_{met}\right], \quad (1)$$

где C_2 — константа, учитывающая эффект отражения от земли (C_2=20); C_3 – константа, учитывающая дифракцию на верхних кромках; λ – длина звуковой волны с частотой, равной среднегеометрической частоте октавной полосы, м; *z* – разность в длинах путей распространения звука через дифракционную кромку и прямого звука; K_{met} – коэффициент, учитывающий влияние метеорологических условий. В соответствии с рекомендациями [8] в любой октавной полосе частот не следует принимать затухание более 20 дБ в случае дифракции на одной кромке (плоские экраны) и 25 дБ в случае дифракции на двух кромках (толстые экраны).

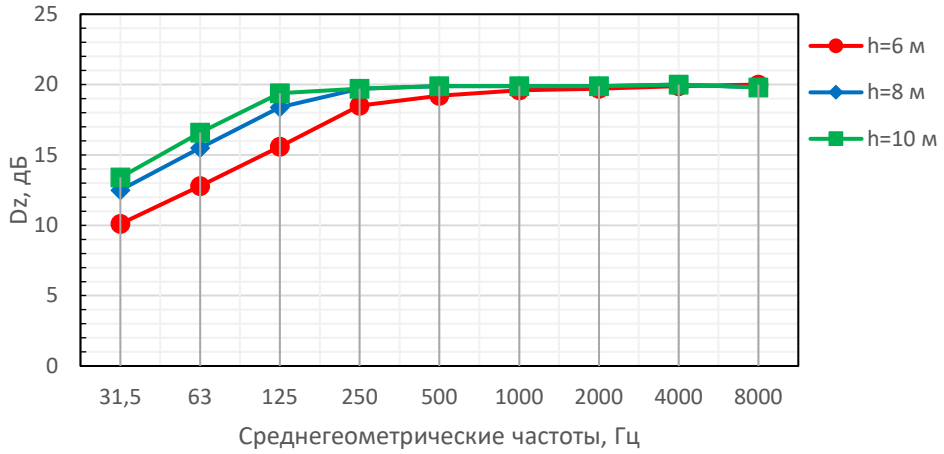


Рис. 1. Затухание на экране в зависимости от его высоты, где h – высота экрана

На рис.1 показано затухание на экране D_z в зависимости от высоты экрана при высоте источника шума (выход газопровода после ГРП) 1,5 м, расстоянии от источника шума до экрана 2 м, расположении расчетной точки на высоте 1,5 м и расстоянии между расчетной точкой и экраном – 1 м. На рис.1 видно, что наибольшее затухание происходит на высоких частотах, наименьшее – на низких.

С увеличением высоты экрана с 6 до 10 м затухание повышается на 5 дБ. При этом максимальное значение затухания наблюдается при среднегеометрической частоте 1000 Гц для высоты экрана 10 м, при 2000 Гц – для высоты 8 м, и при 8000 Гц – для экрана высотой 6 м.

2. Снижение шума экраном газопровода после ГРП

Газопровод после ГРП является линейным источником шума, при этом газопровод может проходить на разной высоте над землей. Для определения целезообразности использования акустического экрана для снижения шума такого рода источников были проведены расчеты в программе iNoise. Газопровод смоделирован как линейный источник, высота экрана составила h=10 м. В расчете экран рассматривался как бесконечно длинный. Расстояние от источника до экрана – 3 м. Расчетные точки находились на расстоянии 300 м (на границе СЗЗ), 500 м (на границе зоны жилой застройки) и на расстоянии 3 м от экрана. Газопровод проходит на разной высоте над землей: 1,5; 3, 5, 8 м.

Анализ полученных данных позволил сделать вывод, что акустическая эффективность экрана существенно зависит от высоты расположения источника шума и расстояния от источника до расчетной точки (рис.2, рис.3, рис.4). Проведенный расчет показал, что акустическая эффективность снижается при увеличении высоты расположения прохождения газопровода. Также можно сделать вывод, что с

увеличением расстояния от источника шума до приемника акустическая эффективность уменьшается. При определении необходимой высоты экрана необходимо учитывать, что акустическая эффективность выше при минимальной высоте прохождения газопровода. Однако после определенной высоты экрана его эффективность остается неизменной.

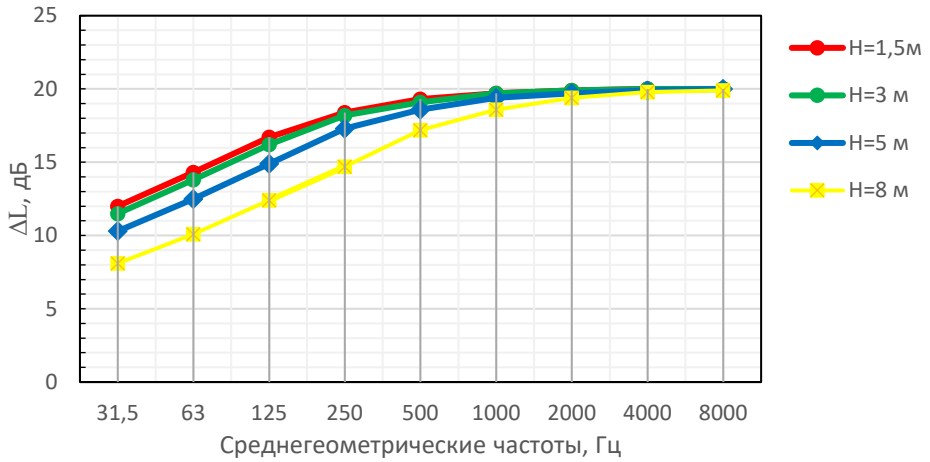


Рис. 2. Акустическая эффективность экрана на расстоянии 3 м, где Н – высота прохождения газопровода

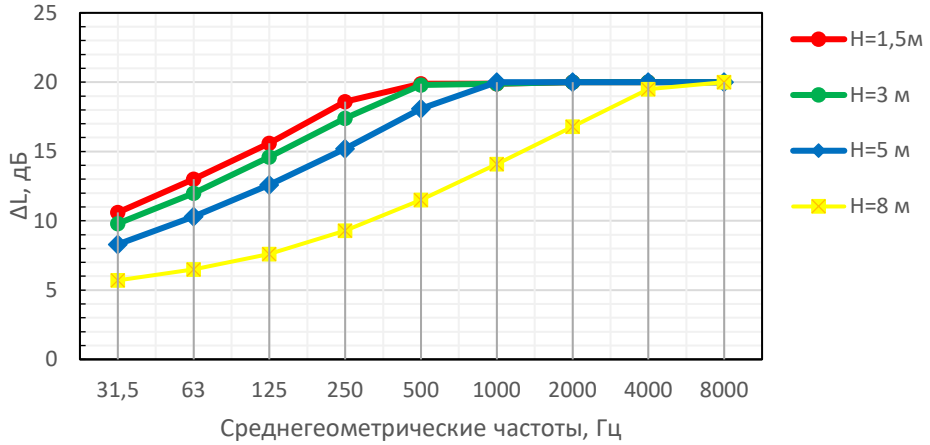


Рис. 3. Акустическая эффективность экрана на расстоянии 300 м, где Н – высота прохождения газопровода

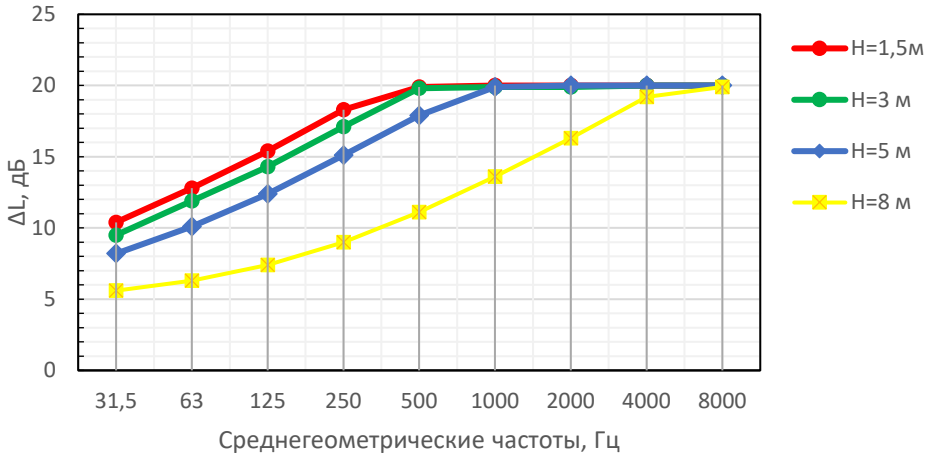


Рис. 4. Акустическая эффективность экрана на расстоянии 500 м, где Н – высота прохождения газопровода

3. Снижение акустической эффективности экранов из-за наличия технологических проемов

Для обеспечения обслуживания здания ГРП, для прохода обслуживающего персонала на территорию ГРП, а также для подъезда техники в конструкции акустических экранов предусматривается наличие дверей, проемов или ворот. В программе iNoise был смоделирован экран сложной конструкции вокруг здания ГРП, обладающего характеристиками, аналогичными зданиям ГРП на действующих ТЭС.Высота экрана h=10 м, высота источника (выход газопровода после ГРП) Н=1,5 м, расстояние от ГРП до экрана – 5 м, ширина технологического проема принята равной 4 м. По итогам расчетов получены контуры значений уровней звука в зависимости от расстояния до источника шума (рис. 5). Для получения конкретных значений был рассмотрен экран с наличием проема и при их отсутствии. Данные представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты расчетов акустической эффективности экранов в зависимости от наличия проемов

	Точки измерений	Уровни звукового давления, дБ на среднегеометрических частотах, Гц									Уровень звука, дБА
		31,5	**62**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Наличие технологического проема	у проема	113,7	100,7	92,7	89,9	91,9	100,4	106,1	112	102,5	116,8
	100 м	94,3	81,2	73	69,8	71,4	79,4	84,5	88,5	72	96
	300 м	88,8	75,7	67,5	64,1	65,5	73,3	77,7	79,6	55	89,9
Отсутствие технологического проема	у проема	104	87,7	76,8	71,5	72,7	80,7	86,2	92,1	82,6	104,5
	эффективность	9,7	13	15,9	18,4	19,2	19,7	19,9	19,9	19,9	12,3
	100 м	91,8	76,8	66,8	61,5	60,7	66	68,6	71,6	55	92
	эффективность	2,5	4,4	6,2	8,3	10,7	13,4	15,9	16,9	17	4
	300 м	86,6	71,8	62,1	57	56,3	61,5	63,4	63,3	38,1	86,8
	эффективность	2,2	3,9	5,4	7,1	9,2	11,8	14,3	16,3	16,9	3,1

Как видно из табл.1, наличие проема снижает акустическую эффективность экрана на 12 дБА при расположении расчетной точки непосредственно около экрана. С увеличением расстояния от расчетной точки до экрана также происходит снижение акустической эффективности экрана.

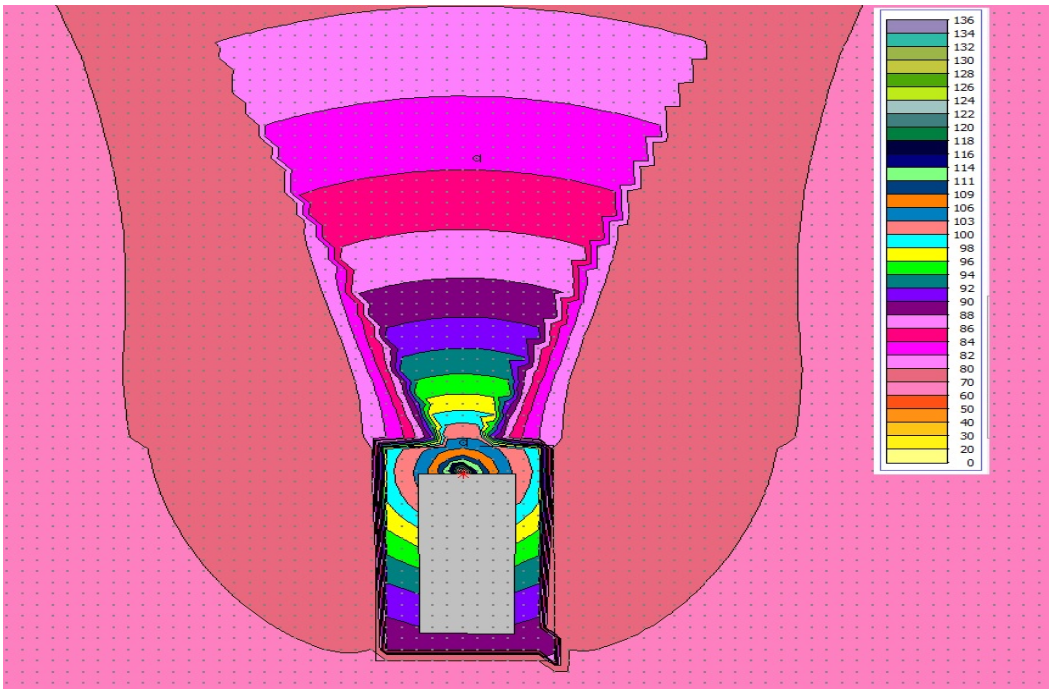


Рис. 5. Изолинии уровней звука при наличии технологического проема в экране

Заключение

Акустические экраны являются эффективным способом снижения шума от энергетического оборудования. Установка акустических экранов требует комплексного подхода и расчета параметров, оказывающих влияние на акустическую эффективность экранов.

Высота экрана, расположение экрана относительно источника шума изменяют затухание экрана. В ходе расчетов были получены данные, что с увеличением высоты экрана его затухание увеличивается. Максимальные значения затухания 20 дБ возникают при высоких частотах (от 1000 Гц). Для обеспечения максимального затухания необходимо располагать экран как можно ближе к источнику шума. Необходимо учитывать, что близкое расположение экранов к энергетическому оборудованию может, например, ограничить доступ к оборудованию.

Выполненные расчеты изменения высоты источника шума при неизменной высоте экрана показали, что с увеличением высоты источника акустическая эффективность экрана снижается. Таким образом, максимальная эффективность экрана наблюдается при минимальной высоте источника шума. Однако после определенной высоты экрана его эффективность остается неизменной.

Также следует обращать внимание на наличие технологических проемов в акустическом экране, их форму и размеры. Моделирование в программе iNoise точечного источника (выход газопровода после ГРП) и экрана с проемом позволило сделать вывод, что наличие технологических проемов существенно снижает акустическую эффективность защитного экрана. С увеличение расстояния от расчетной точки до экрана также происходит снижение акустической эффективности экрана.

Список литературы

1. О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в РФ в 2016 году: - М.: Управление Роспотребнадзора по г. Москве, 2017. - 220 с.

2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. – М.: Минздрав России, 1997.

3. Тупов В.Б. Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду. - М.: Издательский дом МЭИ, 2012. – 222 с.

4. Тупов В.Б., Тупов Б.В., Скворцов В.С. Особенности излучения шума от ГРП и газопроводов после него//Электрические станции, №6 (1043), 2018, С.55-58

5. V.Tupov, The theory of a low-noise power facility//24th International Congress on Sound and Vibration, London, UK, July 23-27, 2017

6. Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В., Тараторин А.А., Розанов Д.А. Акустические экраны для снижения шума от энергетического оборудования // Электрические станции, №10, 2016, с.48- 52

7. Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В., Тараторин А.А., Розанов Д.А. Применение акустических экранов для снижения шума от энергетического оборудования // Новое в российской электроэнергетике, №11, 2016, с.39 - 48

8. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета – М.: Стандартинформ, 2006

УДК 669-419.4
OECD 02.05.PZ

Физическая природа формирования высоких вибропоглощающих свойств в многослойных металлических материалах

Чудаков И.Б.[1*], Федотова Н.Л.[2], Сайков И.В.[3], Полякова Н.А.[4]
[1]Начальник лаборатории, Центрального научно-исследовательского института черной металлургии им. И.П. Бардина, г. Москва, Россия
[2]Старший научный сотрудник, Центрального научно-исследовательского института черной металлургии им. И.П. Бардина, г. Москва, Россия
[3]Старший научный сотрудник, Института структурной макрокинетики и проблем материаловедения РАН им. А.Г. Мержанова, г. Черноголовка МО, Россия
[4]Старший научный сотрудник, Центрального научно-исследовательского института черной металлургии им. И.П. Бардина, г. Москва, Россия

Аннотация

Проанализирована природа формирования высоких демпфирующих и механических свойств в биметаллических материалах, состоящих из сплава высокого демпфирования и высокопрочной стали, соединенных методом сварки взрывом. Показано, что применяемая методика позволяет получить материал, сочетающий высокие демпфирующие свойства и высокие прочностные характеристики поверхностного слоя. Показано, что преимуществом использования сплава с термоупругим мартенситным превращением в качестве демпфрующей компоненты является низкая чувствительность его демпфирующих свойств к воздействию внешних напряжений, что обеспечивает стабильную работу подобных демпфирующих материалов в реальных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: сплавы высокого демпфрования, биметаллы, сварка взрывом, термоупругое мартенситное превращение, сплавы Mn-Cu.

Physical nature of formation of high vibroabsorbing properties in laminated metallic materials

Chudakov I.B.[1], Fedotova N.L.[2], Saikov I.V.[3], Polyakova N.A.[4]*
[1]Head of Lab, I.P.Bardin Central Research Institute for Ferrous Metallurgy, Moscow, Russia
[2]Principal Researcher, I.P.Bardin Central Research Institute for Ferrous Metallurgy, Moscow, Russia
[3]Principal Researcher, A.G.Merzhanov Institute of Structural Macrokinetics and Materials Science RAS, Chernogolovka, Moscow Region, Russia
[4]Principal Researcher, I.P.Bardin Central Research Institute for Ferrous Metallurgy, Moscow, Russia

Abstract

The nature of high damping and mechanical properties formation in bimetallic materials consisting from high-damping alloy and high-strength steel has been analyzed. It has been shown that explosion welding allows one to obtain materials possessing combination of high damping capacity and high surface strength. It has been shown that low sensitivity of alloys with thermoelastic martensitic transformation to the application of external static stresses allows one to obtain high-damping bimetallic materials and to provide workability of such materials in real exploitation conditions.

Key words: *High-damping alloys, bimetallic materials, explosion welding, thermoelastic martensite*

[*]*Автор корреспондент: i-chudakov@narod.ru (Чудаков И.Б.)*

transformation, Mn-Cu alloys.

Введение

Современный мир высоких технологий обеспечил человеку новое высокое качество жизни и комфорта, но одновременно резко обострил проблему борьбы с шумами и вибрациями, которая ранее не была столь актуальной. Данная проблема особенно остро стоит в промышленно-развитых странах, где допустимый уровень шумов и вибраций зачастую ограничивается на законодательном уровне. Долгое время эффективным способом виброзащиты считали использование неметаллических материалов: резины, пластика, полимеров и других органических материалов. Однако их эффективность ограничивается низкими механическими свойствами, а также целым рядом других недостатков, среди которых можно выделить непереносимость нагрева, даже локального.

В этой связи, как в научных, так и в инженерных кругах с энтузиазмом приняли открытие металлических материалов, в которых реализуется высокий уровень диссипации энергии упругих колебаний. Эти материалы получили название сплавов высокого демпфирования (СВД), и работа в области совершенствования технологии их получения, а также улучшения потребительских характеристик активно продолжается [1, 2] в настоящее время.

Сплавы высокого демпфирования (СВД) и высокодемпфирующие стали обладают очень высоким модулем упругости E (до 210-220 000МПа, что сопоставимо с конструкционными сталями). Сочетание высокого модуля упругости и высокой демпфирующей способности позволяет изготавливать из СВД конструкции и изделия, которые характеризуются одновременно высокой конструкционной жесткостью и высокой демпфирующей способностью. При этом многие СВД могут быть использованы при высоких температурах (до 500-600°C), что является совершенно недостижимым для неметаллических демпфирующих материалов. Однако большинство известных СВД обладают недостаточно высокими механическими свойствами, вследствие чего поиск методов повышения их прочностных характеристик остается актуальной задачей.

В настоящей работе была проверена возможность получения массивных слоистых биметаллических материалов, сочетающих высокие прочностные и демпфирующие свойства и проанализированы причины, способствующие достижению высоких демпфирующих свойств.

1. Материалы и методика эксперимента

Биметаллический демпфирующий материал изготавливали путем сварки взрывом листов высокопрочной стали марки 30ХГСА и сплавов высокого демпфирования на основе системы Mn-Cu марок 60Г40Д, 60Г37Д3Х, 80Г15Д2Н3Х и на основе металлической системы Fe-Al. Прочное планарное соединение двух разнородных материалов было получено сваркой взрывом, с помощью которой можно получать различные твердофазные соединения. Эксперименты по получению двухслойного металлического материала проводили по стандартной плоской схеме с параллельным расположением пластин. В качестве взрывчатого вещества использовали аммонит 6ЖВ. Перед сваркой взрывом обе заготовки были закалены. Исследуемые композиционные материалы формировались при давлениях соударения от P=20,7ГПа до P=11,2ГПа. Толщина материала основы (демпфирующий сплав) варьировалась от t=2,4мм до t=9мм; а толщина высокопрочного слоя (сталь 30ХГСА) – от 1,2 до 1,5мм. После проведения сварки взрывом исследовалась кинетика изменения демпфирующих и механических свойств материала и его структуры в процессе отпуска при температурах 400-450°C, при этом контролировались адгезионные свойства границы раздела слоёв. Демпфирующие свойства биметалла измеряли по методу обратного изгибного маятника.

2. Экспериментальная часть

На рисунках 1а и 1б приведены амплитудные зависимости удельной демпфирующей способности (SDC) для биметаллов 30ХГСА-60Г40Д (а) и 30ХГСА-80Г15Д2Н3Х (б) после сварки взрывом и термической обработки.

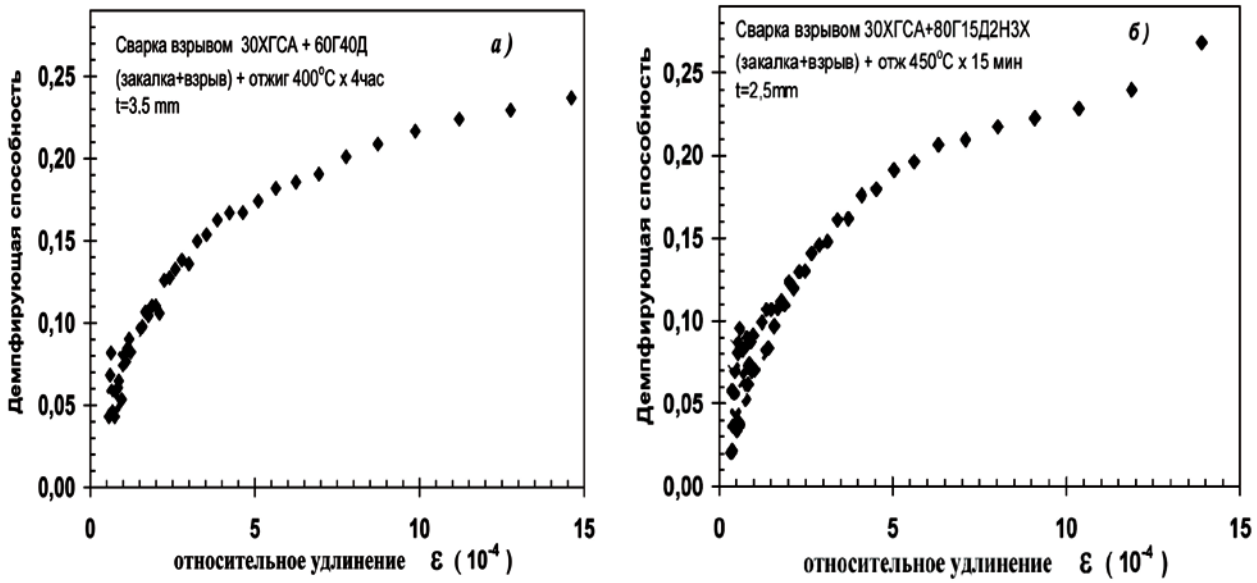


Рис. 1. Амплитудные зависимости демпфирующей способности биметаллов с основой из СВД марки 60Г40Д (а) и 80Г15Д2Н3Х (б) в толщинах 3,5 и 2,5мм

Из рисунка 1 видно, что полученные биметаллические материалы обладают высокой демпфирующей способностью как в области малых, так и в области больших амплитуд колебаний, что является важным для их практического применения. При этом для целой серии практических применений наиболее актуальной является область малых амплитуд, где демпфирующая способность биметаллов остается высокой (Рис.1), хотя и уступает по уровню демпфирования монолитным СВД марок 60Г40Д, 80Г15Д2Н3Х.

Работоспособность любых биметаллических материалов определяется адгезионными характеристиками границы раздела. На рисунке 2 приведено электронномикроскопическое изображение поверхности разрушения биметалла 30ХГСА-60Г40Д после испытания на ударный изгиб при Т=20ºС (левая часть фрактограммы относится к сплаву 60Г40Д, а правая часть – к стали 30ХГСА). Рисунок 2а показывает, что характер разрушения биметаллического образца является вязким, в области стали преобладает мелкоямочная картина излома, а в демпфирующем сплаве наблюдаются крупные деформированные ямки. Из рисунка 2 видно, что на границе раздела двух материалов расслоение не происходит даже в области разрыва металла как для образца непосредственно после сварки взрывом (а), так и для этого же материала после дополнительного отжига при Т=400ºС в течение 1 часа (б).

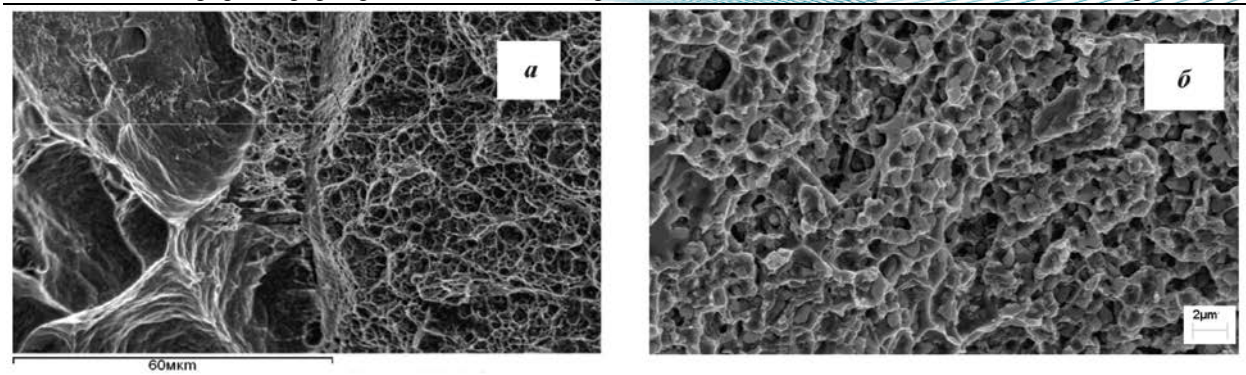


Рис. 2. Рельеф поверхности излома биметаллического образца 60Г40Д-30ХГСА в областях, прилегающих к границе раздела (а) и в центре границы раздела (б)

Исследование прочностных характеристик армирующего слоя и значений поверхностной твердости показало, что после различных обработок твердость на поверхности биметалла достигает 48-53 единиц HRC, а предел прочности армирующего слоя превышает 1100МПа и при этом сохраняется запас пластичности. Высокопрочный слой толщиной 1,2-3,0 мм на поверхности слоистого демпфирующего материала позволяет расширить области его применения по сравнению с монолитными сплавами высокого демпфирования – например применять такой материал в абразивных средах или использовать сварочные технологии для его соединения с другими элементами конструкции.

В заключении обсудим причины, по которым описанная выше методика изготовления биметаллического демпфирующего сплава оказалась дееспособной. Очевидно, что демпфирующая прослойка в биметаллическом материале будет находиться в напряженном состоянии. Коэффициенты термического расширения разнородных металлов всегда в той или иной степени различны. Их точные значения зависят от температуры, но величина КТР для стали типа 30ХГСА лежит в пределах 11-13x10^{-6} 1/К, в то время, как для сплавов на основе Mn она в 2 раза выше достигая 22-26x10^{-6} 1/К [5]. По этой причине после термической обработки лист демпфирующего сплава будет находиться под воздействием двухосных внешних напряжений. Отметим, кстати, что практически любой элемент или конструкция в реальных условиях эксплуатации будет находиться под воздействием статических и динамических (меняющихся во времени) напряжений, что может сказываться на демпфирующей способности материала.

В этой связи мы исследовали влияние внешней нагрузки на демпфирующую способность сплавов системы Mn-Cu. Дополнительная статическая нагрузка, прикладываемая к образцу в упругой области, задавалась механическим способом и не зависела от амплитуды колебаний образца. Направление приложенной нагрузки совпадало с направлением перемещения свободного конца образца при изгибных колебаниях с амплитудой, стремящейся к нулю. Исследованный диапазон амплитуд изгибных колебаний образца составлял $\varepsilon = \Delta l/l = (0{,}04 - 1{,}2) \times 10^{-3}$, амплитуду колебаний определяли по наружному волокну [6]. Упругую деформацию образцов задавали непосредственно в установке исследования демпфирующей способности, деформацию определяли с помощью микрометрического винта электроконтактным способом.

В таблице 1 приведены результаты изучения влияния внешних статических и динамических напряжений на удельную демпфирующую способность (SDC) сплава 60 % Mn – 40 % Cu.

Таблица 1

Влияние напряженного состояния на демпфирующую способность сплава Mn-Cu

Величина σstatic, МПа	**Величина SDC (%) при различных амплитудах колебаний ε**					
	$\varepsilon = 1 \cdot 10^{-4}$	**$\varepsilon = 2 \cdot 10^{-4}$**	**$\varepsilon = 3 \cdot 10^{-4}$**	**$\varepsilon = 4 \cdot 10^{-4}$**	**$\varepsilon = 8 \cdot 10^{-4}$**	**$\varepsilon = 12 \cdot 10^{-4}$**
0	12,0	16,5	21,0	23,5	33,5	42,0
8.1	12,4	17,0	21,2	32,5	32,5	40,0
19,8	12,7	16,7	22,0	32,5	32,5	39,2
31,5	16,8	16,8	22,5	32,9	32,9	39,2
46,8	16,9	16,9	22,3	32,5	32,5	39,6
78,3	16,9	16,9	22,0	31,1	31,1	38,0

Из таблицы 1 видно, что наложение внешней статической нагрузки практически не влияет на удельную демпфирующую способность сплава 60 % Mn – 40 % Cu ни в области малых, ни в области больших амплитуд колебаний. Низкая чувствительность сплавов Mn–Cu к наложению внешней статической нагрузки может быть объяснена действием характерного для сплава с термоупругим мартенситным превращением механизма демпфирования. В результате мартенситного ГЦК-ГЦТ превращения в сплаве формируется сложно организованная двойниковая микроструктура, содержащая микро и макродвойники (они же тетрагональные домены), границы которых способны к гистерезисному перемещению в поле знакопеременных напряжений. Высокая степень тетрагонального искажения предопределяет возникновение существенных напряжений на границе мартенситных кристаллов с разной ориентацией тетрагональной оси «с». Высокий исходный уровень собственных внутренних напряжений в структуре, наиболее вероятно, объясняет низкую чувствительность сплавов Mn–Cu к наложению внешней статической нагрузки. Таким образом биметаллический материал, подвергнутый термической обработке, несмотря на высокий уровень внутренних напряжений, будет иметь высокий уровень демпфирующей способности и может быть эффективно использован для борьбы с шумом и вибрацией в различных технических устройствах.

Заключение

В рамках настоящей работы показана принципиальная возможность получения биметаллических материалов, сочетающих высокий уровень демпфирующей способности и прочностных характеристик. При этом низкая чувствительность мартенситного сплава Mn-Cu к наложению внешних статических напряжений обеспечивает возможность формирования высоких демпфирующих свойств в таком биметаллическом материале. Слоистый демпфирующий материал может быть получен путем сварки взрывом листов демпфирующего сплава на основе системы Mn-Cu и высокопрочной стали 30ХГСА. Особенности кристаллической структуры сплава Mn-Cu обеспечивает высокий уровень рассеяния энергии упругих колебаний в исследуемом материале, а также его сохранение в условиях воздействия на металл внешних нагрузок.

Авторы благодарят Российский фонд фундаментальных исследований за финансовую поддержку (гранты РФФИ № 18-08-01506 и № 15-08-06765).

Список литературы

1. Фавстов Ю.К., Шульга Ю.Н., Рахштадт А.Г. Металловедение высокодемпфирующих сплавов. — М. : Металлургия, 1980 — 272 с.
2. James D.W. Damping alloys for engineering applications. Material Science and Engineering A, 1969, 4, pp 1-8
3. Udovenko V.A. Damping properties of the shape memory alloys. Shape memory alloys, Willey, 1999, pp. 321-330.
4. Udovenko V.A.,Vintaikin E.Z., Dmitriev V.B., Makushev S.Yu. Mechanism of the high damping state formation of the Mn-Cu alloys with fct structure. Physics Metals and Metallography, 1999, vol.70, pp. 125-132.
5. Зубченко Л.С, Колосков М.Н. Марочник сталей и сплавов. М.: Машиностроение, 2003, стр. 585-786.
6. Udovenko V.A., Chudakov I.B., Polyakova N.A. Mechanism for the High Damping State formation in Alloys of the Fe-Al System / in : M3D III , Mechanics and Mechanisms of Material Damping, ASTM STP 1304. Eds. A. Wolfenden and V. Kinra. — Philadelphia : ASTM, 1997. pp. 204 – 213.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 574 (57.043)
OECD 1.06

Использование древесных насаждений для снижения шумового загрязнения на территории г. Стерлитамак

Шакирова Г.Н.[1*], Кулагин А.А.[1,2]
[1]Аспирант, Башкирского государственного педагогического университета им. М. Акмуллы, г. Уфа, Россия
[1]Профессор, Башкирского государственного педагогического университета им. М. Акмуллы, г. Уфа, Россия
[2]ФГБУН Уфимский институт биологии УФИЦ РАН, г. Уфа, Россия

Аннотация

В данной работе приведена оценка состояния древостоев, дана их эстетическая оценка и представлена сезонная характеристика шумового загрязнения в будние и выходные дни. Показана возможность влияния древесных насаждений на снижение шумового загрязнения в течение года. При этом установлено, что смешанные породы обладают наилучшей шумопоглощающей способностью по сравнению с лиственными породами. Таким образом, рекомендуется создавать многоярусные многовидовые насаждения для обеспечения максимального шумо– и пылезащитного эффекта наряду с высокой эстетической оценкой насаждений при условии выполнения ими защитных функций круглогодично.

Ключевые слова: шумовое загрязнение, урбанизированные территории, древесные насаждения, шумопоглощающий эффект, сезонная динамика.

Using of wood plants for increasing of noise pollution in Sterlitamak city

Shakirova G.N. [1*], Kulagin A.A. [1,2]

[1]Postgraduate, Bashkir State Pedagogical University, Ufa, Russia
[1]Professor, Bashkir State Pedagogical University, Ufa, Russia
[2]Ufa Institute of biology of the Ufa federal research centre of the Russian academy of sciences, Ufa, Russia

Abstract

In this paper, an assessment of the state of tree stands is given, their aesthetic assessment is given, and the choice of the seasonal characteristic of noise pollution on weekdays and weekends is given. The possibility of influence of tree plantations on the reduction of noise pollution during the year is shown. At the same time, it has been established that mixed breeds are suitable for the best noise absorbing capacity compared to hardwood. Thus, it is recommended to create multi-tiered multi-site stands to provide access to work and protected functions year-round.

Key words: noise pollution, urban areas, tree plantation, sound-absorbing effect, seasonal dynamics.

Введение

Увеличение уровня шумового загрязнения урбанизированных территорий – одно из самых распространенных и сложных форм негативного воздействия на окружающую среду и на жизнедеятельность человека. Использование быстроходных средств наземного,

[*]*Автор корреспондент: shakirova.g.n@mail.ru (Шакирова Г.Н.)*

воздушного и водного транспорта, различных бытовых приборов, приводит к тому, что человек подвергается постоянному воздействию шума. Недостаточное озеленение, интенсивное развитие автотранспорта и промышленности создают повышенный шумовой фон урбанизированных территорий [7].

Естественным барьером защиты от шумового загрязнения является наличие древесных насаждений. Озеленение вблизи источников шума позволяет уменьшить уровень шумового загрязнения. Снижение шумового загрязнения древесными насаждениями происходит за счет отражения, поглощения и дифракции звуковых колебаний. Для оптимального шумопоглощающего эффекта кроны деревьев должны плотно примыкать друг к другу, а пространство под кронами деревьев заполнено густой, плотной зеленой массой кустарников [6].

Таким образом, исследование шумозащитных свойств древесных насаждений и использование оптимального ассортимента видов растений и конструкций посадок нуждаются в исследовании.

1. Объекты и методы исследований

Город Стерлитамак – второй после Уфы по численности населения и индустриальной мощи город Башкортостана. Город расположен на левом берегу реки Белой, в 121 км к югу от Уфы. К востоку от города расположены Уральские горы, на западе начинается Восточно-Европейская равнина. В окрестностях Стерлитамака находятся шиханы, являющиеся уникальными геологическими памятниками природы. Ближайшие крупные населенные пункты: Ишимбай (21 км к юго-востоку) и Салават (26 км к югу). Вместе с ними Стерлитамак является одним из центров Южно-Башкортостанской полицентрической агломерации с мощным производственным потенциалом [3]. Из-за большого количества предприятий, выбросы в сточные воды и атмосферу влияют на природу и экологическое состояние окружающей среды.

Ведущими отраслями экономики в городе является химическая и нефтехимическая промышленность, которые представлены такими предприятиями как ОАО «Башкирская содовая компания», ОАО «Стерлитамакский нефтехимический завод», ОАО «Синтез-Каучук»[3].

Город Стерлитамак представлен большим количеством древесных насаждений, город богат зелеными зонами (аллеями, скверами, парками). Объектом исследования является селитебная и промышленная зоны города Стерлитамак (рис. 1).

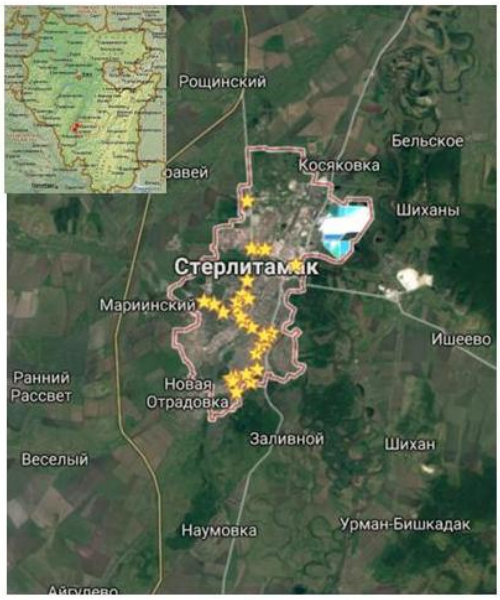


Рис. 1. Карта–схема района исследований

Исследования проводили в два этапа. На первом этапе исследовали территорию города, где было заложено 22 пробные площади в зависимости от географического положения города, с определением мест с наиболее интенсивным движением транспорта и локализацией промышленных предприятий. Также проводили описание древесной растительности (таксационные характеристики насаждений), определяли относительное жизненное состояние и проводили оценку эстетического состояния насаждений в пределах г. Стерлитамака.

На пробных площадях с наличием древесных насаждений, производился подсчет количества насаждений, определялся диаметр и высота каждого дерева.

Для определения таксационных показателей использовалась методика полевых исследований [1]. Высоту деревьев измеряли с использованием лазерного дальномера Nikon Forestry Pro (Japan), диаметр определяли с использованием мерной вилки. В таблице 1 приведены средние показатели диаметра и высоты насаждений на исследуемых площадях.

В ходе проведения визуальной оценки относительного жизненного состояния деревьев оценивались следующие диагностические признаки: густота кроны, наличие мертвых сучьев, степень повреждения листьев (хвои). Относительное жизненное состояние определялось по пятибалльной шкале: «Здоровое», «Ослабленное», «Сильно ослабленное», «Отмирающее», «Сухостой» [1]. Для определения эстетического состояния насаждений использовалась шкала В.А. Фроловой [8].

На втором этапе проводится инструментальный контроль уровня шумового загрязнения с использованием шумомера 2-го класса точности «Testo 816-1» [2]. Замеры проводились в течение календарного года. Статистическая обработка данных осуществлялась с использованием программы MS Excel 2010, где подсчитывали среднее значение и среднее отклонение.

2. Результаты исследований и их анализ

На территории города Стерлитамак были исследованы следующие виды насаждений, данные о породном составе которых представлены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Таксационная характеристика насаждений г. Стерлитамак

Порода	**Средний диаметр**	**Средняя высота**
Береза повислая	22	11
Дуб черешчатый	24	8
Ель голубая	14	7
Ель сибирская	16	10
Ива белая	32	19
Клен остролистный	26	8
Клен ясенистый	20	8
Липа мелколистная	24	9
Лиственница Сукачева	28	6
Тополь бальзамический	34	21
Тополь пирамидальный	24	17
Тополь черный	26	13

Таблица 2

Характеристика диагностических признаков и показатели жизненного состояния насаждений г. Стерлитамак

Порода	**Диагностические признаки**			**L_N, %**
	Густота кроны	**Наличие мертвых сучьев**	**Степень повреждения листьев (хвои)**	
Береза повислая	85-90	10-15	0-10	83,6
Дуб черешчатый	85-90	10-15	0-10	87
Ель голубая	85-90	10-15	0-10	88
Ель сибирская	85-90	10-15	0-10	86
Ива белая	85-90	0-10	0-10	80
Клен остролистный	80-85	0-10	10-15	80
Клен ясенистый	85-90	10-15	10-15	87,3
Липа мелколистная	85-90	10-15	10-15	88
Лиственница Сукачева	85	10	5	85
Тополь бальзамический	90	10	7	94
Тополь пирамидальный	89	7	6	93
Тополь черный	89	7	5	94

Анализ состояния древостоев позволил установить, что некоторые насаждения могут быть отнесены к категории «высоко эстетичных», при этом большинство насаждений вследствие негативного влияния комплекса факторов нами были отнесены к группе «эстетичных» (табл. 3). Данный факт подтверждает гипотезу о том, что насаждения, имеющие худшее относительное жизненное состояние в эстетическом плане также уступают «здоровым» древостоям. Таким образом, можно сделать заключение о том, что существует зависимость между показателями ОЖС и эстетической оценки городских насаждений.

Таблица 3

Шкала оценки эстетического состояния древесных растений

Эстетическое состояние	**Характеристика**	**Пробная площадь**
1 высоко эстетично	растение находится в четко выявляемом типе садово-парковых насаждений (ТСпН), выполняет свои функции; пропорционально развито, проявляет эстетические качества, соответствующие его виду и текущей фенофазе; сухие ветви в кроне отсутствуют, либо имеются в незначительном количестве, возникшие в результате естественных ростовых процессов; мех. повреждения ствола и ветвей не наносят ущерба внешнему виду растения; видимые признаки поражения болезнями отсутствуют, видимые повреждения вредителями не вызывают отрицательных эмоций у наблюдателя	ПП2 ПП10 ПП12 ПП16 ПП18
2 эстетично	растение обладает качествами высоко эстетичных растений, но наблюдаются первые признаки снижения их эстетических качеств. Вблизи растения фиксируется наличие факторов, способных вызвать отрицательно повлиять на его эстетическое состояние в течение ближайших 1—3 лет	ПП1 ПП3 ПП4 ПП5 ПП7 ПП8 ПП9 ПП11 ПП15 ПП17

		ПП21 ПП22
3 обратимо (временно) эстетично	растение не выполняет свои функции в насаждении, ТпСН не просматривается, имеются отклонения в развитии: наклон ствола, асимметричность кроны, количество сухих ветвей более 30 %, мех. повреждения ствола или кроны, видимые следы повреждения вредителями и поражения болезнями	ПП13 ПП14
4 необратимо неэстетично	растение полностью утратило свои эстетические качества, восстановление которых невозможно	-

Нами были также проведены исследования шумопоглащающей способности древесно–кустарниковых насаждений в пределах промышленного центра. При проведении исследования отслеживалась суточная и сезонная динамика уровня шума, их характеристика представлена на рис. 2 и 3.

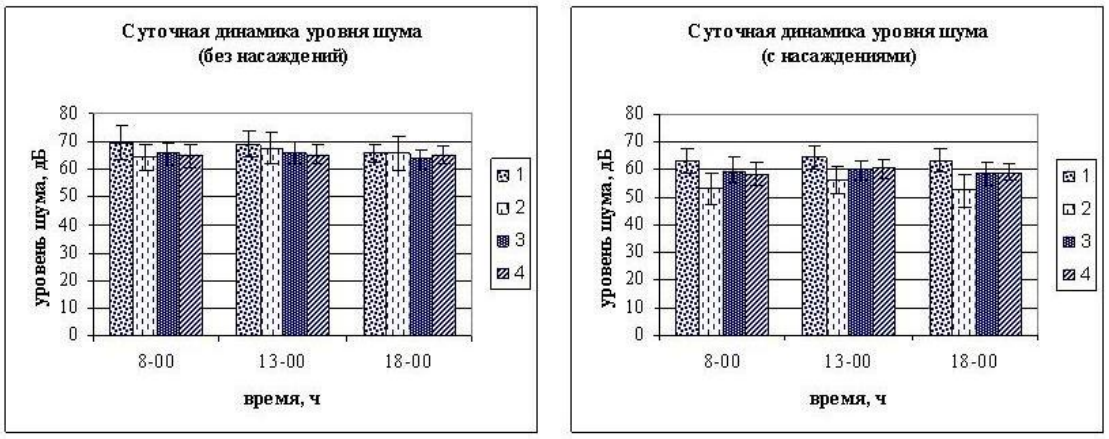


Рис. 2. Суточная динамика уровня шума в будние дни
(1-зима, 2-весна, 3-лето, 4-осень)

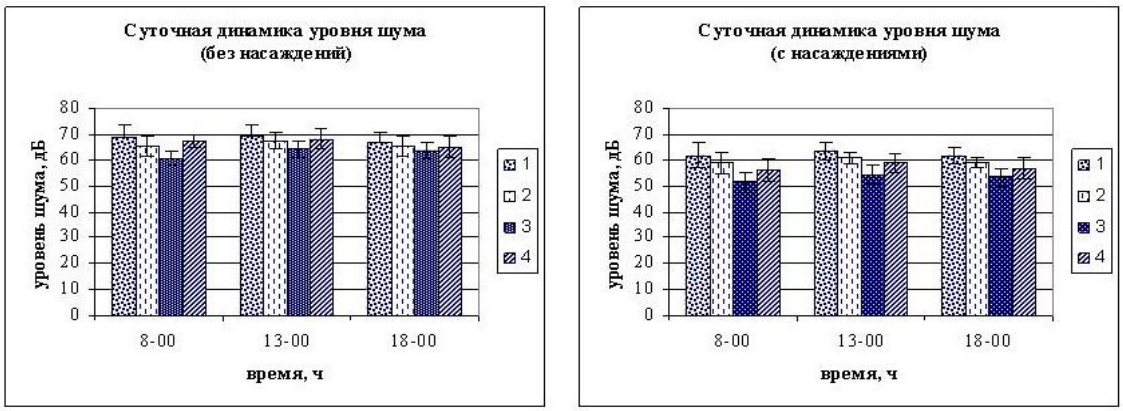


Рис. 3. Суточная динамика уровня шума в выходные дни
(1-зима, 2-весна, 3-лето, 4-осень)

Сопоставив результаты исследований на рис. 2 и рис. 3 видно, что показатели уровня шума в зонах с насаждениями значительно меньше, чем в зонах без насаждений, исходя из этого, можно сделать вывод, что древесные насаждения способны влиять на снижение уровня шумового загрязнения.

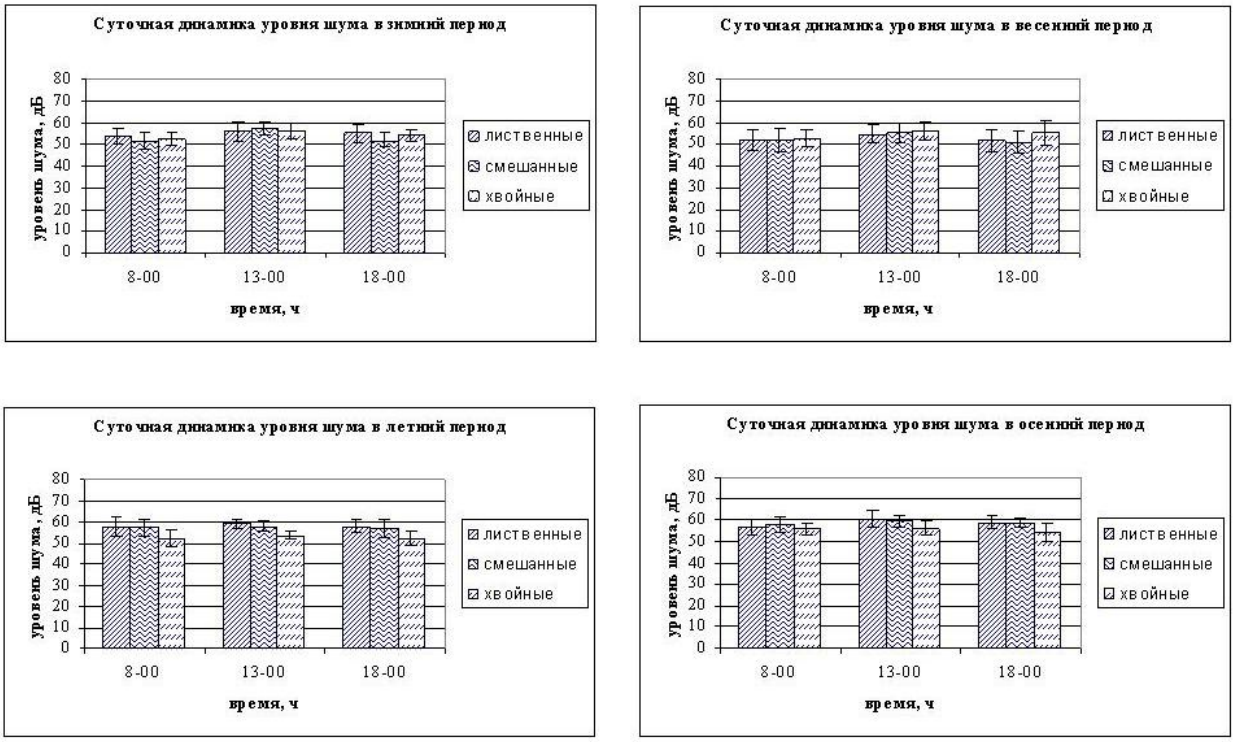


Рис. 4. Сезонная динамика уровня шума в будние дни

Сопоставив результаты исследования, на рис. 4 видно, что наличие смешанных и хвойных насаждений способствуют снижению уровня шума.

Средние годовые показатели уровня шума с наличием лиственных насаждений в утреннее время (55 дБ), в дневное время (57,5 дБ), в вечернее время (55,8 дБ), показатели уровня шума с наличием хвойных насаждений в утреннее время (53,1 дБ), в дневное время (55,4 дБ), в вечернее время (54дБ).

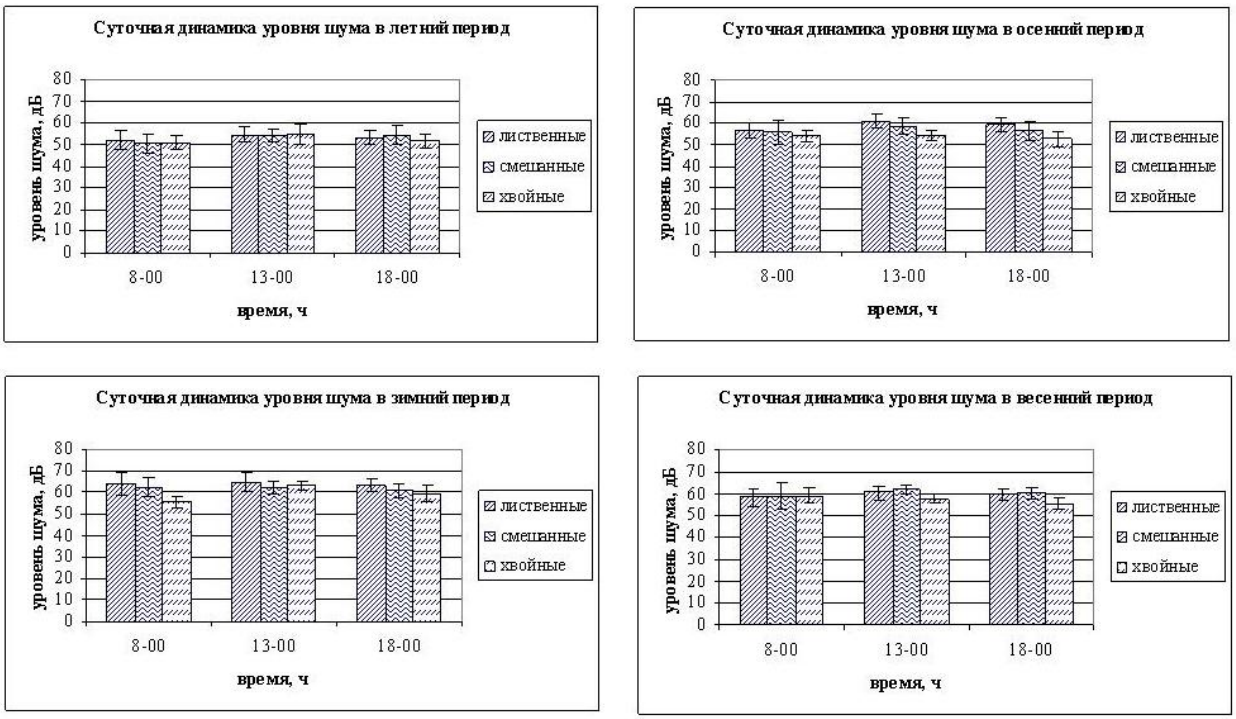


Рис. 5 Сезонная динамика уровня шума в выходные дни

Средние годовые показатели уровня шума с наличием лиственных насаждений в утреннее время (58 дБ), в дневное время (60,4 дБ), в вечернее время (58,7 дБ), показатели

уровня шума с наличием смешанных насаждений в утреннее время (57 дБ), в дневное время (59,1 дБ), в вечернее время (57,7дБ).

Заключение

На основании проведенных исследований относительное жизненное состояние древесных насаждений на территории города Стерлитамак характеризуются как «Здоровые».

Оценив эстетическое состояние насаждений по шкале В.А. Фроловой, установлено, что пробные площади (ПП2, ПП10, ПП12, ПП16, ПП18) обладают качествами высоко эстетичных растений, пробные площади (ПП1, ПП3, ПП4, ПП5, ПП7, ПП8, ПП9, ПП11, ПП15, ПП17, ПП21, ПП22) обладают качествами эстетичных растений, пробные площади (ПП13, ПП14) обладают обратимо (временно) эстетичными.

В результате проведенных исследований было установлено, что наличие древесных насаждений способствует снижению уровня шумового загрязнения.

Определив, шумозащитные свойства древесных насаждений и оценив, оптимальные виды посадок в снижении шумового загрязнения на окружающую среду установлено, что наличие в селитебной зоне древесных насаждений способствует снижению уровня шумового загрязнения.

Наибольшим шумопоглощающим эффектом обладают лиственные породы деревьев, однако в период отсутствия зеленой массы их способность прекращается. Хвойные породы деревьев обладают круглогодичным действием и являются наиболее эффективными в борьбе с шумовым загрязнением. Для максимального шумопоглощающего эффекта необходимо наличие смешанных посадок с участием хвойных пород деревьев.

При благоустройстве города следует учитывать роль хвойных пород при снижении шумового воздействия и увеличить количество данных насаждений, особенно в тех районах, в которых преобладает шумовое загрязнение.

Анализ полученных результатов измерений уровня шума в городе Стерлитамак, показал, что шум находится в пределах нормы по максимальному уровню и не превышает нормативные значения. Согласно СНиП 2.2.4/2.1.8.562-96 максимальный уровень шума равный 70 дБ (для дневного времени 7.00 до 23.00).

Список литературы

1. Алексеев В.А. Некоторые вопросы диагностики и классификации поврежденных загрязнением лесных экосистем//Лесные экосистемы и атмосферное загрязнение/В.А. Алексеев – Л.: Наука, 1990. С. 38-54.

2. ГОСТ 23337-2014 Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий.

3. Государственный доклад «О состоянии природных ресурсов и окружающей среды РБ в 2016 году»/Министерство экологии и природопользования РБ. – Уфа, 2016.

4. СНиП 2.2.4/2.1.8.562-96 – Шум на рабочих местах, в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки.

5. СНиП 23-03-2003 – Защита от шума

6. Иванов Н.И. Теория и практика борьбы с шумом//Инженерная акустика/Н.И. Иванов – М.: Логос, 2008 – 423с.

7. Шакирова Г.Н., Кулагин А.А. Шумозащитная характеристика селитебных зон на примере Южного промышленного узла Республики Башкортостан // Известия УНЦ РАН. 2017. №4(1). С. 135-138.

8. Фролова В.А. Оценка эстетических достоинств природных ландшафтов // Вестник МГУ. 1994. Сер.5. География. 2. С. 27-33.

УДК 613.644
OECD 03.03

Состояние органа слуха у технического персонала после интенсивных полетов в дневных и ночных условиях

Шаламов А.С.[1]*, Рыженков С.П.[2], Шешегов П.М.[3]
[1] Начальник лаборатории, НИИЦ (авиационно-космической медицины и военной эргономики) ФГБУ «ЦНИИ ВВС» Минобороны России, г. Москва, Россия
[2] Доцент, НИИЦ (авиационно-космической медицины и военной эргономики) ФГБУ «ЦНИИ ВВС» Минобороны России, г. Москва, Россия
[3] Старший научный сотрудник, НИИЦ (авиационно-космической медицины и военной эргономики) ФГБУ «ЦНИИ ВВС» Минобороны России, г. Москва, Россия

Аннотация

Проведена оценка акустической нагрузки на технический персонал, принимавшего участие в организации и сопровождении интенсивных полетов в период с января 2017 г. по февраль 2017 года. Измерения выполнены на местах работы и жизнедеятельности авиационных специалистов в процессе подготовки воздушных судов к вылету, при заруливании, взлете, заходе на посадку, в стартовом домике, в местах отдыха и сна персонала.

Исследования органа слуха показали, что воздействие высоких уровней авиационного шума в процессе профессиональной деятельности персонала вызывает изменения в волосковых клетках улитки, что подтверждается снижением интенсивности ответа в тесте с отоакустической эмиссией до 50% по отношению к исходному уровню.

Ключевые слова: акустическая нагрузка, шум, превышение, состояние органа слуха.

The condition of the organ of hearing from the technical staff after an intense flight in day and night conditions

Shalamov A. S.[1], Ryzhenkov S. P.[2], Sheshegov P. M.[3]*
[1] Head of laboratory, Research Center of aerospace medicine and military ergonomics, Central research Institute of the air force, the Russian defense Ministry, Moscow
[2] Associate Professor, Research Center of aerospace medicine and military ergonomics, Central research Institute of the air force, the Russian defense Ministry, Moscow
[3] Senior researcher, Research Center of aerospace medicine and military ergonomics, Central research Institute of the air force, the Russian defense Ministry, Moscow

Annotation

An assessment of the acoustic load on the technical personnel involved in the organization and maintenance of intensive flights in the period from January 2017 to February 2017 was carried out. Measurements were made at the places of work and life of aviation specialists in the process of preparing aircraft for departure, during taxiing, take-off, landing approach, in the launch house, in places of rest and sleep of personnel.

Studies of the hearing organ have shown that the impact of high levels of aircraft noise in the course of professional activity of personnel causes changes in the hair cells of the cochlea, which is confirmed by a decrease in the intensity of the response in the test with otoacoustic emission to 50% relative to the baseline.

Key words: *acoustic load, noise, excess, state of the hearing organ.*

Объем и методы исследований

Для оценки круглосуточной акустической нагрузки на технический персонал (ТП) ВКС РФ, принимавшего участие в организации и сопровождении высокоинтенсивных полетов в период с января 2017 г. по февраль 2017 года проведены акустические измерения на авиабазе - местах работы и жизнедеятельности авиационных специалистов в процессе подготовки воздушных судов (ВС) к вылету, при заруливании, взлете, заходе на посадку, в стартовом домике, в местах отдыха и сна персонала. Кроме того, измерения произведены в пункте управления полетами в моменты взлетов ВС и при отсутствии полетов, т.е. в условиях фонового аэродромного шума.

Исследования выполнялись в соответствии с [1]. Запись параметров акустического воздействия осуществлялась на шумомер «Октава-110А» с микрофоном ВМК-205. Для определения акустической нагрузки на авиационных специалистов дополнительно к стандартным измерениям проводили оценку фактической и относительной дозы шума для рабочего времени, периода отдыха и сна. Рассчитаны фактические значения дозы шума за все периоды жизнедеятельности авиационных специалистов, включая ДША - измеренную по шкале «А», ДШИЗ - измеренную в инфразвуковом диапазоне частот и суммарную дозу ДШлин - зарегистрированную по линейной шкале для всего нормируемого диапазона частот.

С целью определения степени влияния высокой акустической нагрузки на слуховой анализатор ТП до командировки, сразу после нее и через 8 месяцев после возвращения из командировки были проведены исследования слуховой функции. Обследовано 19 человек в возрасте 23 – 45 лет. Средний возраст составил 31 ± 1,6 лет. Средний стаж работы 5,8 ± 1,2.

Аудиометрическое исследование проводилось диагностическим аудиометром AD 229 Interacoustics, Дания. Регистрация отоакустической эмиссии (ОАЭ) на частоте продукта искажения (ЭЧПИ) и задержанной вызванной (ЗВОАЭ) выполнялась системой регистрации OtoRead Interacoustics, Дания.

1. Результаты и обсуждение

Анализ показал, что эквивалентные уровни звука, воздействующие на ТП в течение рабочего времени, превышают предельно допустимые показатели (La, eg8h =80 дБА) на 21,1 дБА, а на персонал управления на 13 дБА. Согласно [2] предельно допустимые уровни звука для условий отдыха и сна составляют 55 и 45 дБА и также для всех авиационных специалистов были превышены на 18,9 дБА и 25,1 дБА соответственно.

Предельно допустимые уровни инфразвука, воздействующие на ТП в рабочее время, не превышены. Данных о ПДУ инфразвука для условий отдыха и сна нет, поэтому для анализа использовали нормативы, приведенные в [3] (таблица, строка 2 и 3 - территория жилой застройки и помещения жилых и общественных зданий), которые составляют 90 и 75 дБ соответственно. В условиях отдыха превышение по инфразвуку составило 1,3 дБ, а для сна - 15,9 дБ.

Следует отметить, что ПДУ для эквивалентного уровня звукового давления, зарегистрированного во всем диапазоне частот по линейной шкале в настоящее время нет, в то время как максимум акустического излучения авиационного шума приходится на низкочастотный диапазон. Эквивалентный уровень звукового давления, зарегистрированный во всем частотном диапазоне по линейной шкале за рабочее время, составил 104,6 и 100,6 дБ для ТП и персонала управления, что превышает La, eg8 h на 3,5 и 7,6 дБ соответственно.

Таким образом, приведенные данные свидетельствуют о превышении предельно допустимой шумовой нагрузки во все три периода жизнедеятельности.

Превышение среднесуточной акустической нагрузки на ТП составило 530,2 доз, зарегистрированных по шкале «А» и 40,5 доз инфразвука. Из них на рабочее время приходится 128 доз «А» и 0,2 доз ИЗ, на время отдыха 76,7 доз «А» и 1,3 доза ИЗ, а на время сна - 325,1 доз «А» и 39 доз ИЗ. Как следует из результатов расчета и анализа, максимальное превышение акустической нагрузки на ТП формируется в период сна.

Акустическая нагрузка на персонал управления была несколько ниже, среднесуточное суммарное превышение составило 421,8 доз «А» и 40,8 дозы ИЗ. Максимальное превышение акустической нагрузки на персонал управления зарегистрировано также в период сна. Можно отметить, что в период сна на ТП пришлось 61,3% от всех допустимых превышений, а на персонал управления 77,1%.

Показатели аудиограмм до командировки (фон) представлены в таблице 1.

Таблица 1

Показатели аудиограммы у ТП до убытия на авиабазу, (M ± m, дБ)

Исследуемое ухо		Частота, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Правое ухо	В	11,8±1,2	10,3±0,9	9,7±0,8	10,5±0,	10,0±0,5	13,7±1,7	18,4±2,6
	К		3,4±0,5	3,2±0,7	3,7±0,5	3,9±0,6	6,6±1,4	9,5±2,3
Левое ухо	В	14,2±0,8	11,1±0,6	10,5±0,4	12,1±0,8	12,1±0,9	16,8±1,6	20,0±1,9
	К		3,2±0,7	3,4±0,8	3,5±0,7	4,5±0,8	8,2±1,6	9,5±1,7

Примечание: В – воздушная проводимость, К – костная проводимость

Аудиограммы по воздушной проводимости до прибытия, после убытия с авиабазы и через 8 месяцев после убытия в сравнении представлены на рис.1 и 2. Пороги восприятия звуков по воздушной проводимости на правое ухо при исследовании через 8 месяцев после командировки практически на всех частотах были выше показателей перед убытием в командировку на величину от 0,3 до 1,8 дБ. Пороги восприятия звуков по воздушной проводимости на левое ухо практически не отличались. Разница между правым и левым ухом составила 1-4 дБ по всему диапазону частот с превышением порогов на левое ухо. Восприятие звуков по костной проводимости соответствовало воздушной. Отмечена костно-воздушная диссоциация до 10 дБ, наиболее выраженная на низких частотах.

На сравнительных аудиограммах видно, что влияние высокоинтенсивной шумовой нагрузки отразилось на аудиограмме повышением порога восприятия звука на частоте 4000Гц до 4 дБ (исследование после прибытия из командировки). Через 8 месяцев после командировки аудиологические показатели вернулись к исходным данным.

Таким образом, по результатам аудиологического исследования можно констатировать, что высокая шумовая нагрузка, которой подвергался ТП во время командировки, не привела к стойким патологическим изменениям в органе слуха.

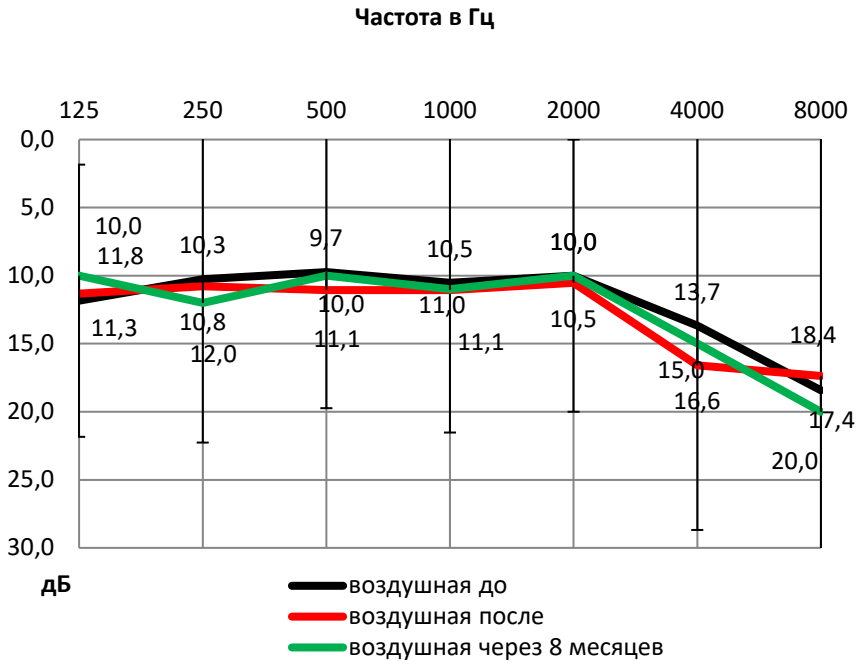


Рис. 1. Аудиограммы на правое ухо у ТП до и после пребывания на авиабазе, (средние значения)

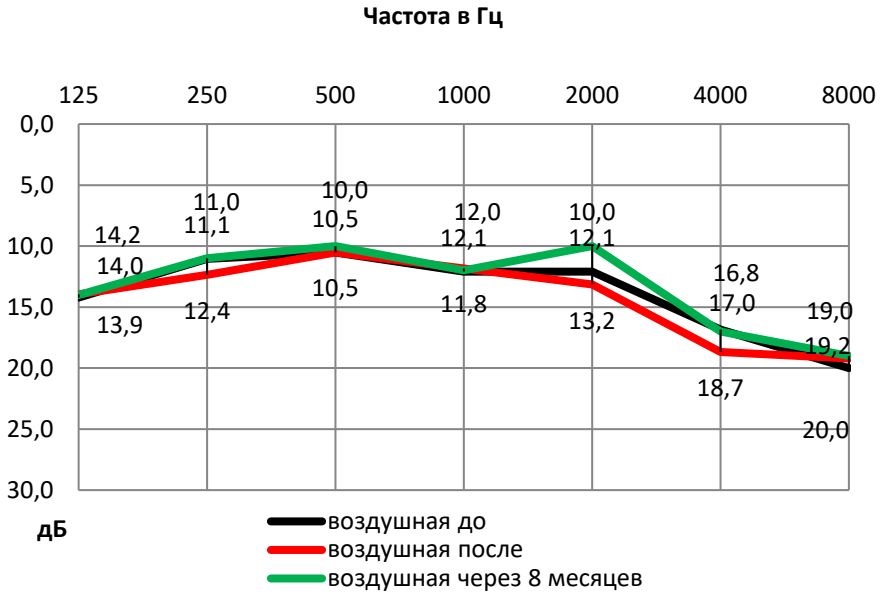


Рис. 2. Аудиограммы на левое ухо у ТП до и после пребывания на авиабазе, средние значения

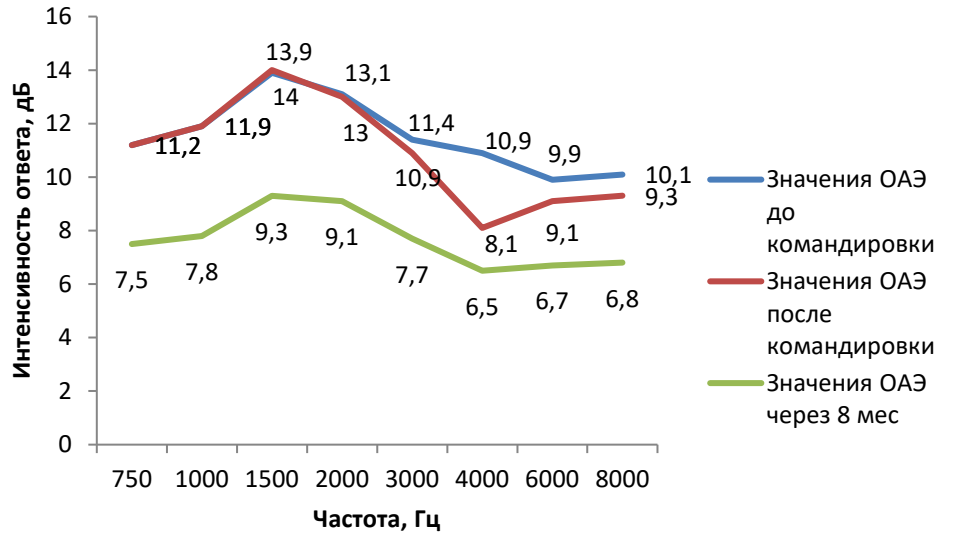


Рис. 3. Значения ЭЧПИ на правое ухо у ТП до и после командировки

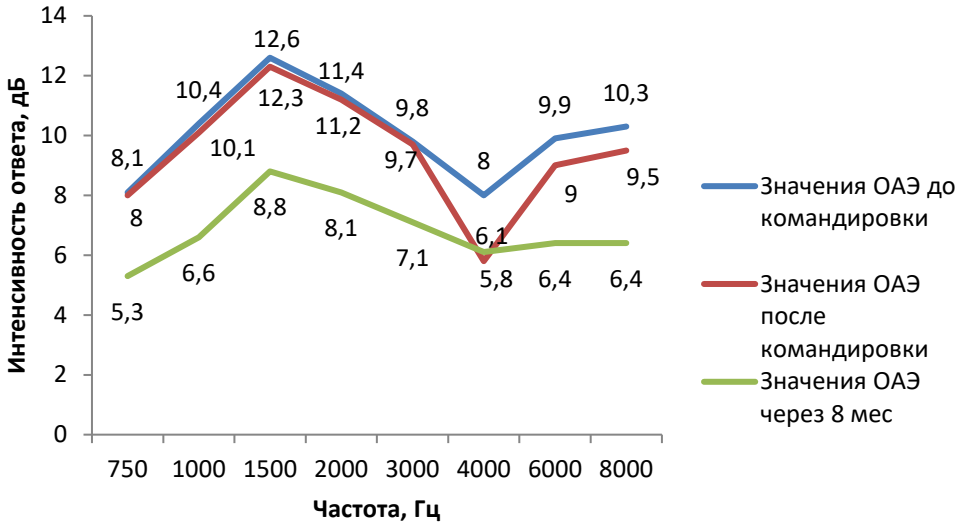


Рис. 4. Значения ЭЧПИ на левое ухо у ТП до и после командировки

Показатели ЭЧПИ приведены на рисунках 3 и 4. Как видно из представленных данных, интенсивность ответа на оба уха ОАЭ на частоте продукта искажения через 8 месяцев после возвращения из командировки значительно снизилась по всему диапазону исследуемых частот и находится в диапазоне 6,5 – 9,3 дБ на правое ухо и 5,3 – 8,8 дБ на левое ухо. Это на 30% достоверно ниже интенсивности ответа до убытия в командировку.

Таким образом, влияние высокоинтенсивной шумовой нагрузки отразилось на ОАЭ снижением интенсивности ответа на оба уха в зоне высоких частот, преимущественно на частоте 4000 Гц до 2,8 дБ. В последующем интенсивность ответа не только не восстановилась, но и стала снижаться в большей степени по всему диапазону частот.

Анализ данных по ЗВОАЭ (рис. 5 и 6) показал, что интенсивность ответа на всех частотах через 8 месяцев после высокоинтенсивного шумового воздействия на оба уха стала достоверно ниже (примерно на 50%), чем до убытия в командировку.

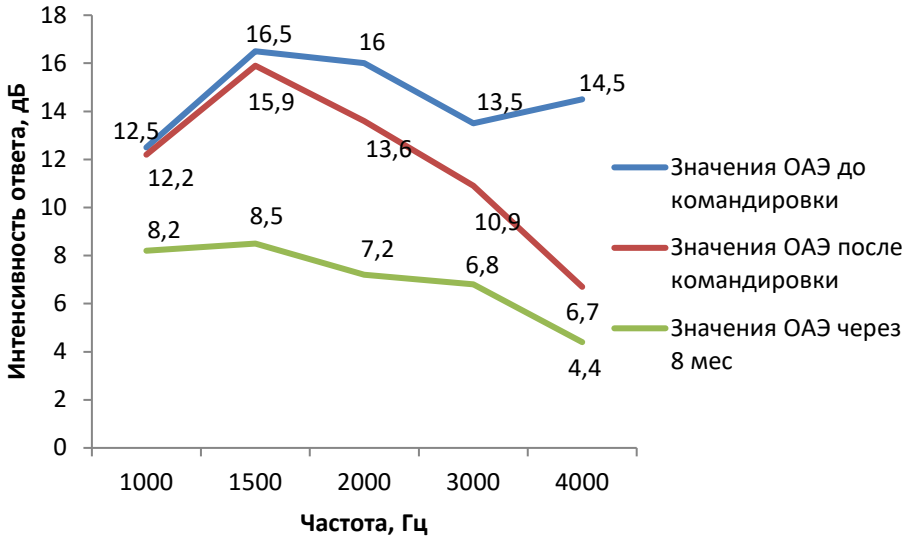


Рис. 5. Значения ЗВОАЭ на правое ухо

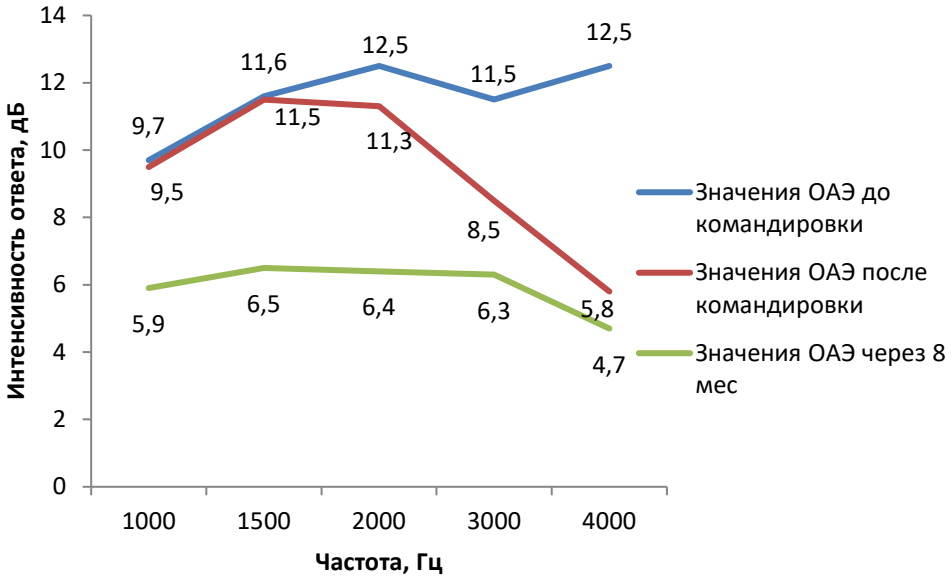


Рис. 6. Значения ЗВОАЭ на левое ухо

Полученные данные свидетельствуют о том, что шумовая нагрузка, обусловленная интенсивными полетами авиации в дневных и ночных условиях, оказывает влияние не только на функциональное, но и на морфологическое состояние наружных волосковых клеток улитки.

Заключение

Работа в условиях сверхнормативного акустического воздействия способствует развитию тугоухости. Поэтому необходимо динамическое наблюдение за ИТС, участвующем в проведении полетов с высокой акустической нагрузкой в течение суток. Обследование должно осуществляться раз в год с обязательной оценкой результатов аудиограммы и ОАЭ.

При организации и сопровождении высокоинтенсивных полетов необходимо, в первую очередь, снабдить персонал индивидуальными средствами защиты от шума (наушники, шлемы). Для обеспечения комфортных условий сна целесообразно жилые помещения снабдить дополнительными шумозащитными элементами или экранами, которые бы обеспечили высокоэффективную защиту от авиационного шума, включая низкие и инфразвуковые частоты.

Список литературы

1. ГОСТ 31296.1-2005 Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности.

2. ГОСТ 22283-2014 Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения.

3. СН 2.2.4/2.1.8.583-96 Инфразвук на рабочих местах, в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки.

УДК 534.231.2
OECD 1.3

Акустика Сургутской соборной мечети

Шевцов С.Е.[1,2], Тулебаев Р.Ю.[3].
[1]Инженер, ООО "ТАМ", г. Москва, Россия
[2]Доцент, Российский институт театрального искусства - ГИТИС, г. Москва, Россия
[3] Преподаватель, Колледж русской культуры им. А.С. Знаменского, г. Сургут, Россия

Аннотация

Исследованию звуковых полей в церквях разных конфессий России посвящено несколько работ. Об акустике мечетей страны материал не встречается. Между тем, строительство подобных объектов ведется достаточно активно. Архитектурная форма и условия проведения религиозного служения в мечети отличаются от других помещений. В качестве примера для данного исследования была выбрана Сургутская соборная мечеть. Проведено измерение акустических параметров, представленных в международном стандарте ISO 3382. Построена акустическая модель зала со взносом звукопоглощения молящихся людей, коэффициент которого найден из эксперимента и расчёта. Найдены некоторые акустические особенности звукового поля мечети, отличающиеся от других помещений.

Ключевые слова: акустическое исследование звукового поля зала.

Direction and problems of engineering acoustics

Shevtsov S.E.[1,2],Tulebaev R.Y.[3]
[1]Ingener, OOO "TAM",Moscow, Russia,
[2] Docent, Russian institute of theatric art - GITIS, Moscow, Russia,
[3]Educator, Znamensky College of Russian Culture,Surgut, Russia

Abstract

Several works are devoted to the study of sound fields in churches of different denominations in Russia. The research of the acoustics of mosques haven't found_yet. Meanwhile, the construction of such facilities in the country is quite active. The architectural form and conditions of religious service in the mosque differ from other premises. The Surgut Cathedral mosque was chosen as an example for this study. Acoustic parameters presented in the international standard ISO 3382 were measured. The acoustic model of the hall_was_maid with the contribution of sound absorption of praying people, the coefficient of which is found from the experiment and calculation. Some acoustic features of the sound field of the mosque were found and they differ from other premises.

Key words: *acoustic study of the sound field of the hall.*

Введение

Соборная мечеть в городе Сургуте (Рис. 1) является первым исламским храмом в Сургутском районе и крупным мусульманским культовым сооружением в Ханты-Мансийском автономном округе — Югра. Торжественное открытие сургутской соборной мечети состоялось в 1995 г.

Мечеть представляет собой красивое куполообразное здание с одним минаретом, подчеркивающим идею единобожия. Общая высота минарета составляет 50 метров. Здание мечети было рассчитано на 400-450 прихожан, однако реально оно может вместить около 600 прихожан [1]. В молебном зале помещается не более 150 человек.

Рис. 1. Сургутская соборная мечеть

Параметры молебного зала мечети.

- площадь – 154 м^2(S);
- диаметр: 15 м (D);
- средняя высота: 10м (H);
- количество мест (в комфортных условиях): 150;
- объём измеряемого зала:1543 м^3;
- удельный объём:10,3м^3;
-D/H: 1,5.

Рис. 2. Молебный зал

1. Ход исследования

В заполненном людьми помещении провести акустические измерения задача трудновыполнимая, вместе с тем интересны акустические параметры именно в

заполненном зале. Поэтому, для получения этих характеристик была создана 3-D модель мечети, на основе измеренных данных в пустом молебном зале.

Вначале представим результаты измерения незаполненной мечети.

1.1 Используемое оборудование и общие условия проведения

- ноутбук;
- измерительный микрофон DBX-RTA;
- звуковая карта Fireface RME UFX;
- измерительная программа EASERA 1.2.13.

Во время измерения люди в зале отсутствовали. В качестве измерительного сигнала использовался sweep-tone и белый шум. Количество приёмных позиций 7, см. рисунок 3.

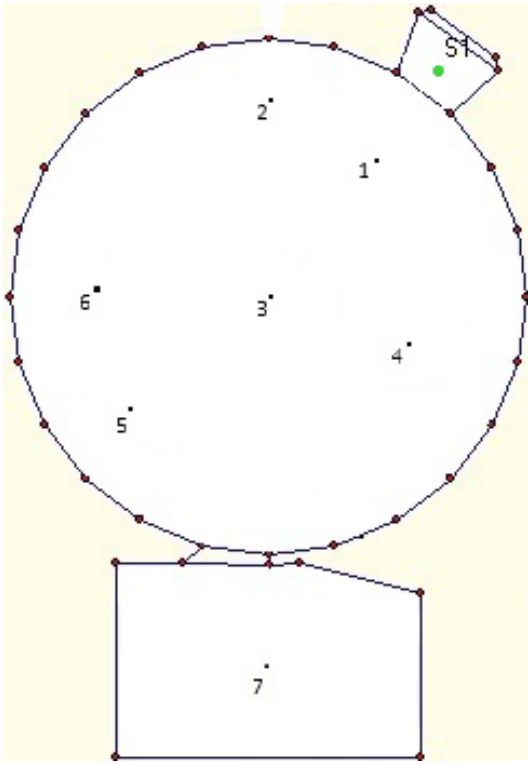


Рис. 3. Приёмные позиции

1.2 Обзор акустических параметров Сургутской соборной мечети

1.2.1 Параметр "сила" - G, дБ

Параметр оценивает силу звука. На рис. 4 даны показатели на всех приемных позициях. Оценка данного параметра будет прокомментирована в заполненном зале.

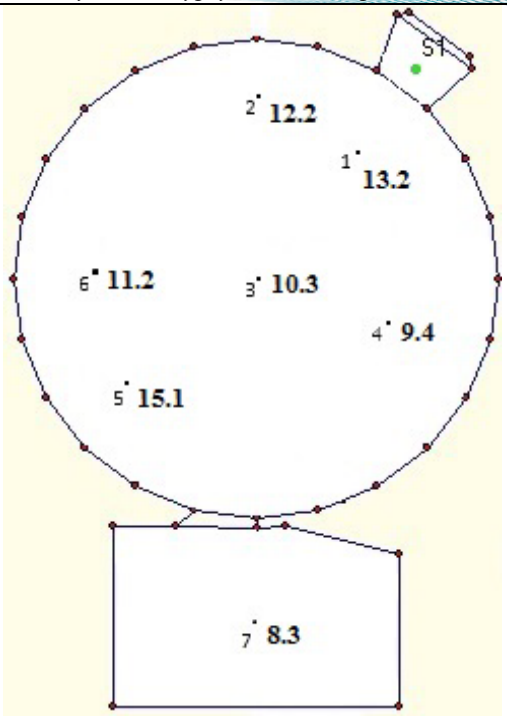


Рис. 4. Параметр силы - G на приемных позициях (усредненный показатель в октавных полосах 500 и 1000 Гц)

1.2.2 Параметр С-80, дБ «Ясность»

Как видно на рисунке 5, на октавных полосах 500 и 1000 Гц показатели даже в пустом молебном зале довольно высоки (от -2 до +4дБ), что говорит о хорошей ясности.

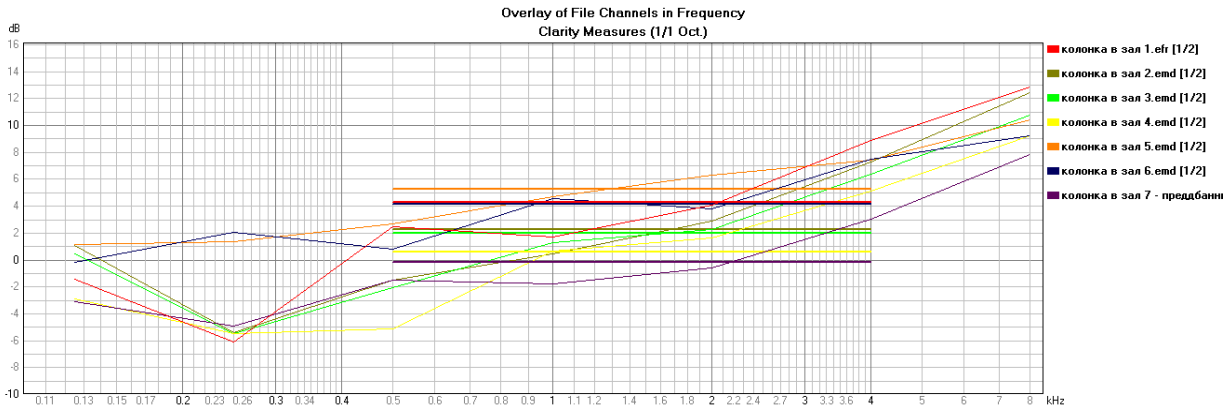


Рис. 5. Параметр С-80дБ на приемных позициях в пустом молебном зале

1.2.3 Параметр LF, %

Рассмотрим параметр LF (Рис. 6). Он отвечает за количество энергии ранних отражений, который поступает с боковых направлений. Боковые отражения усиливают пространственное впечатление и разборчивость речи. Удовлетворительным для данного параметра является показатель 15-25% [2]. Судя по рисунку, в круглых помещениях у стен боковые отражения превалируют. Позиции 1,2,3,7 имеют неудовлетворительные показатели, тогда как на позициях 4,5 - оптимальные. На позиции 6 сильное завышение.

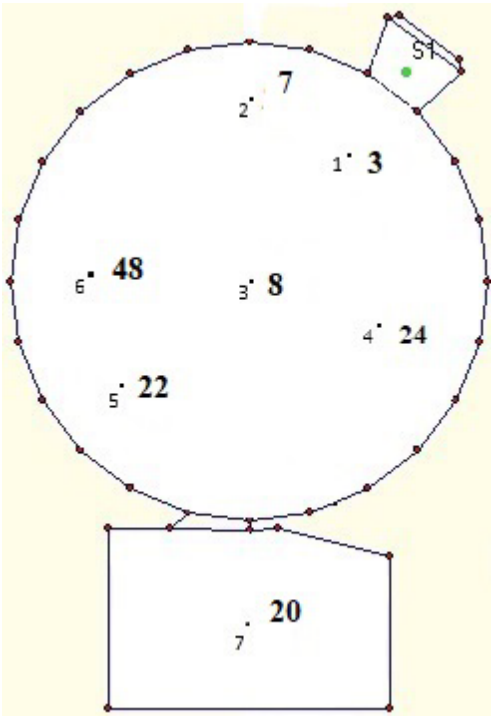


Рис. 6. Параметр LF на приемных позициях (усредненные показатели)

1.2.4 Разборчивость речи - D-50%

Присутствует существенный разброс на всех приемных позициях, см. рисунок 7. Информативной является частотная полоса с крайними показателями на 300 и 1000 Гц, поскольку в ней содержится основная певчески-речевая информация в пространственной передаче. Как видно на рисунке 6, позиции 3,4 характеризуются разборчивостью ниже 30% (неудовлетворительные).

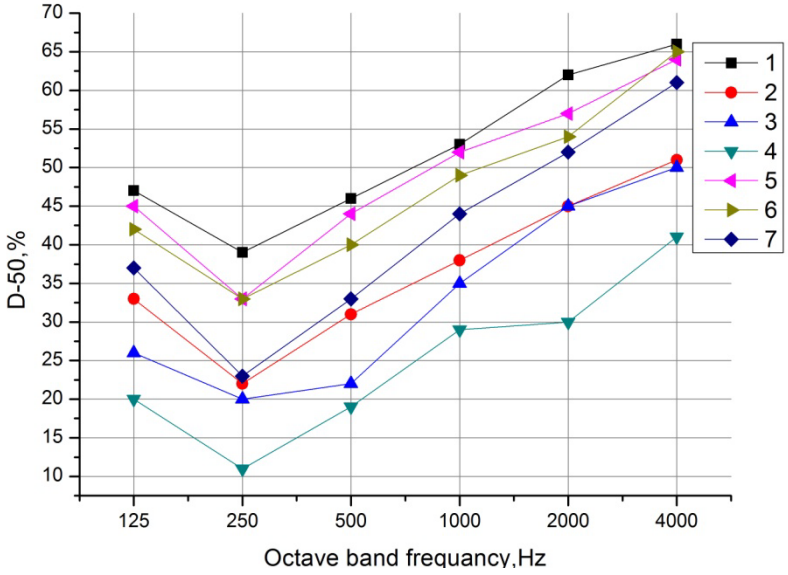


Рис. 7. Разборчивость речи D-50% на приёмных позициях в пустом молебном зале.

1.2.5 Время реверберации.

На рисунке 8 виден подъём на 250 Гц до 3,2с. Далее график имеет спадающий характер. Время реверберации на средних частотах довольно большое – около 2с. Характеристика АЧХ неравномерна.

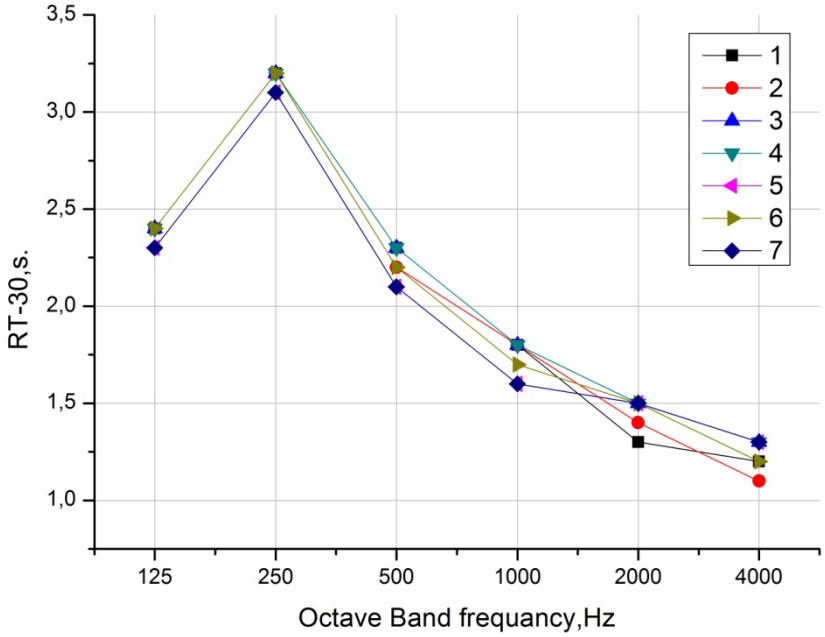


Рис. 8. Время реверберации на приемных позициях в пустом молебном зале. RT-30с

1.2.6. STI (Разборчивость)

Даже в пустом молебном зале показатели разборчивости речи (см. рисунок 9) в целом хорошие, около стен наблюдается повышение.

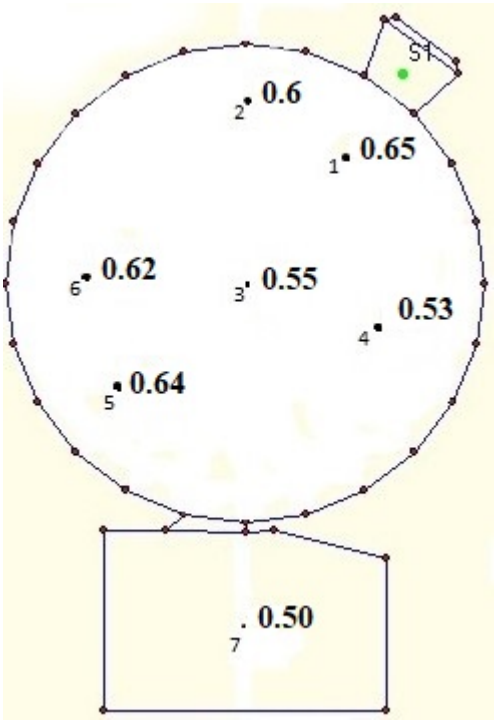


Рис. 9. Параметр STIна приемных позициях

Аналогичные исследования были произведены при источнике на минбаре. Характеристики идентичны.

2. Акустическая 3-D модель

2.1 Параметры модели.

В программе Aist была создана 3-Dмодель молебного зала с михрабом и помещением для женщин и детей. Точек – 104, плоскостей – 121, см рисунок 10.

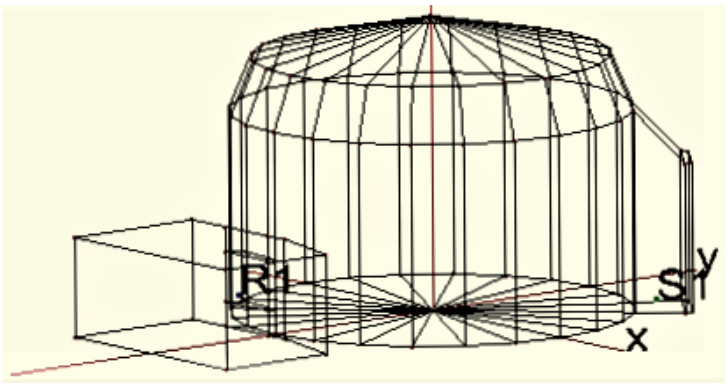


Рис. 10. 3D модель мечети

2.2 Измерение и расчет коэффициента звукопоглощения молящегося человека.

2.2.1 Реверберационная камера.

Коэффициент звукопоглощения стоящих людей известен, тогда как человека, молящегося на коленях и пригнувшись к полу не публиковался. Для того чтобы получить этот коэффициент, необходимо провести измерения в реверберационной камере. Такая камера в Сургуте отсутствует, поэтому было найдено помещение в Колледже русской культуры - кабинет №41, см. рисунок 11. Геометрические данные указаны в таблице 1.

Таблица 1
Параметры кабинета №41

Длина	4,1 м
Ширина	5,1 м
Высота	3,5 м, минимальная - 3 м
Площадь	99 м^2
Воздушный объём	65,3 м^3

Рис. 11. Положение молящегося человека

Стены оштукатурены, шторы отсутствуют. Такие условия, с оговоркой, допустимо считать соответствующими реверберационной камере. Было сделано измерение времени реверберации в пустом кабинете, затем с человеком, изображая молящегося (в центре кабинета). Далее был рассчитан коэффициент звукопоглощения молящегося человека с помощью формул (1-5) и таблицы 2.

$$T = \frac{0{,}161V}{-Sln(1-a_{ср})} \quad (1)$$

T – время реверберации,с.

V – воздушный объём, м^3.

S – площадь кабинета, м^2.

$a_{ср}$– средний коэффициент звукопоглощения.

$$-Sln(1-a_{ср}) = \frac{0{,}161V}{T_1} \quad (2)$$

T_1–время реверберации в пустом кабинете, с;

$-Sln(1-a_{ср}) = A_1$ – фонд звукопоглощения в пустом кабинете.

$$-Sln(1-a_{ср}) = \frac{0{,}161V}{T_2} \quad (3)$$

T_2–время реверберации в кабинете с молящимся человеком, с.;

$-Sln(1-a_{ср}) = A_2$ - фонд звукопоглощения в кабинете с молящимся человеком, м^2

$$A_2 - A_1 = A_м \quad (4)$$

$A_м$ – фонд звукопоглощения молящегося человека.

$$\frac{A_м}{S_м} = a_м \quad (5)$$

$S_м$– площадь молящегося человека (0,6м^2);

$a_м$- коэффициент звукопоглощения молящегося человека.

Таблица 2.

Время реверберации в кабинете №41. T_1 – пустой кабинет, T_2 – с молящимся человеком. $A_м$ – фонд звукопоглощения молящегося человека

	Октавные полосы частот, Гц.					
Время реверберации, с	**125 Гц**	**250 Гц**	**500 Гц**	**1 кГц**	**2 кГц**	**4 кГц**
T_1	1,7	1,3	1,4	1,4	1,2	1,05
T_2	1,6	1,3	1,4	1,3	1,1	1
$A_м$	5,88	7,84	6,86	6,86	7,84	9,8

На частотных полосах 250 и 500 Гц разницы во времени реверберации (Т1 и Т2) нет, поэтому из справочной литературы взят коэффициент звукопоглощения ковра (ибо молящиеся сидят на нём) для данных частотных полос. Полученные коэффициенты отражены в таблице 3.

Таблица 3

Коэффициент звукопоглощения молящегося человека

Октавные полосы частот, Гц					
125 Гц	**250 Гц**	**500 Гц**	**1 кГц**	**2 кГц**	**4 кГц**
0,6	0,23	0,64	1	1,25	0,62

При расчетах на частотной полосе 2 кГц получен коэффициент звукопоглощения свыше единицы, что обусловлено объемным механизмом звукопоглощения человека. Однако расчётные программы неспособны распознать коэффициенты свыше единицы.

Поэтому, данный показатель приравнен к единице, что впоследствии компенсируется назначением коэффициентов звукопоглощения молящегося человека в виде сплошных плоскостей над полом. Это символизирует сидящих людей через метр друг от друга, что соответствует 48% от площади всего пола.

2.3 Анализ звукового поля в заполненном молебном зале

2.3.1 Параметр G

Как видно на рисунке 12, в заполненном молебном зале параметр G относительно лучше, чем в пустом, поскольку он снизился. Для камерных залов оптимальный показатель данного параметра 9-12дБ [3]. Из рисунка мы видим, что значения выше этой рекомендации. Можно предположить, что для небольшого помещения (как данная мечеть) и одного источника – имама, данные показатели удачны.

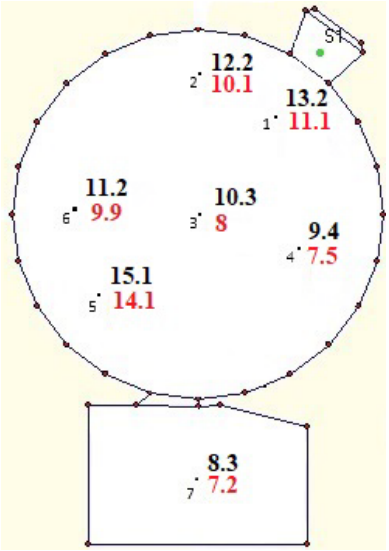


Рис. 12. Параметр силы - G на приемных позициях (усредненный показатель в октавных полосах 500 и 1000 Гц). Сверху цифры обозначают пустой зал, снизу – заполненный

2.3.2 Параметр LF, %

Как видно из рисунка 13, в заполненном молебном зале параметр LF улучшается. Когда присутствуют люди, образуется препятствие для прохождения прямого сигнала, соответственно боковые отражения превалируют.

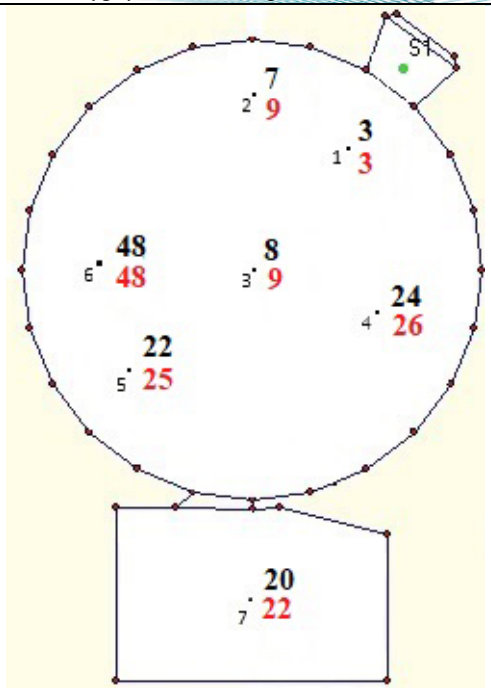


Рис. 13. Параметр LF в заполненном молебном зале (усредненные показатели). Сверху цифры обозначают пустой зал, снизу – заполненный.

2.3.3 Время реверберации

На рисунке 14 проиллюстрировано среднее значение времени реверберации RT-30c. Как видно из графика, в заполненном молебном зале реверберация уменьшилась (на средних частотах - 1,7с). Характер кривой не изменился.

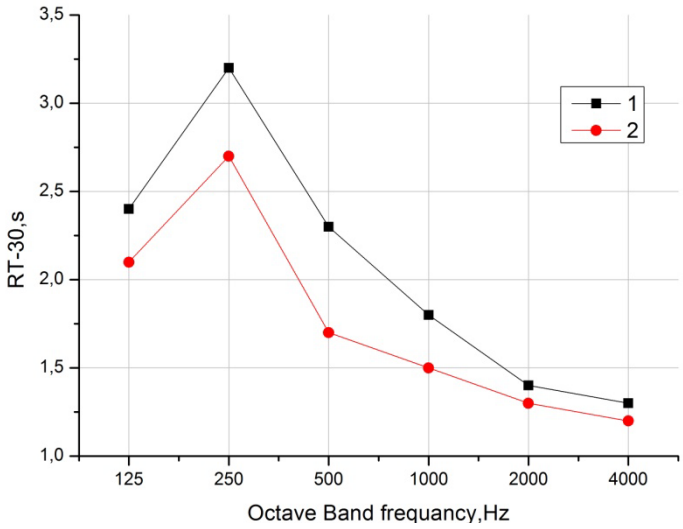


Рис. 14. Время реверберации RT-30s.
Кривая 1 - пустой зал, кривая 2 - заполненный.

2.3.4«Разборчивость речи» D-50, %

Взята за основу частота 1000 Гц. Как видно на рисунке 15, разборчивость речи на приемных позициях повышается, но на позициях 4,7 остается неудовлетворительной.

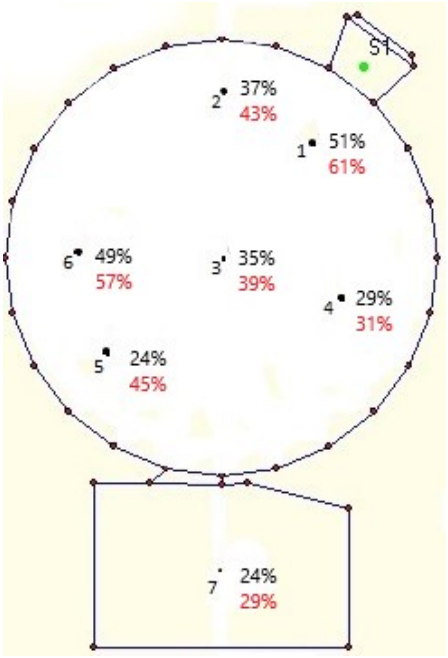


Рис. 15. Разборчивость речи D-50%

Сверху цифры обозначают пустой зал, снизу – заполненный.

2.3.5 STI (разборчивость).

Необходимо отметить, что если мы по данным рисунка 16 получаем достаточно хорошие показатели разборчивости речи в пустой мечети, в заполненном зале они еще несколько улучшаются, что делает мечеть лучшим речевым помещением из больших культовых помещений Сургута и в ближайших регионах [4]. Особенно примечательны две позиции – 5 и 6, при том, что они достаточно удалены от источника звука. Это действие круглой формы зала. Энергия отражений фокусируется именно в этом месте. Интересная особенность состоит в том, что имам, сидя затылком к прихожанам произносит молитву в сторону михраба (на восток). Если сравнить показатель точки 3, то разборчивость речи лучше, чем когда имам обращается лицом к прихожанам (0.55 и 0.6 соответстенно). Михраб в данном случае является неким рупором.

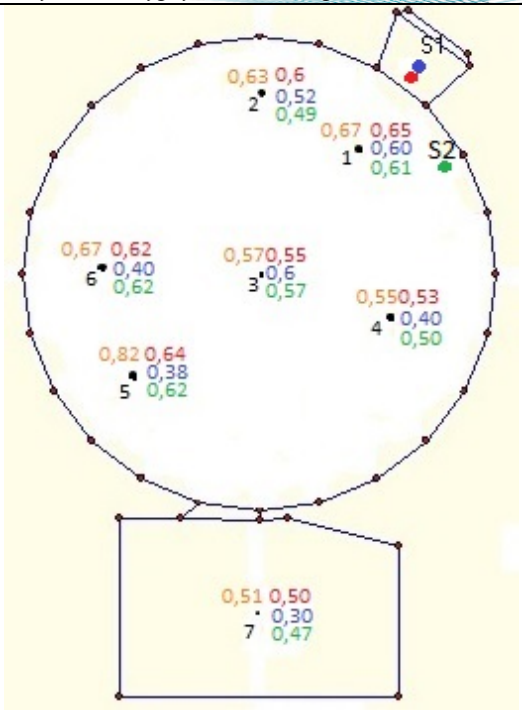


Рис. 16. Измеренные и смоделированные показатели STI. В правом столбике сверху вниз обозначены значения: 1 - при направлении излучателя, расположенного в михрабе в зал (монитор Yamaha MSP7); 2 - значения при направлении излучателя на стену, расположенную в михрабе на восток; 3 - значения при расположении излучателя на минбаре; слева обозначены значения при направлении излучателя, расположенного в михрабе в зал, но с молящимися (смоделированные значения)

Заключение

Такого рода исследования в Сургуте и не только проводилось впервые. Разборчивость речи в отличие от других культовых сооружений несколько лучше. Сказывается наличие ковра. Время реверберации на частотных полосах 500 и 1 кГц в пустом молебном зале относительно большое – 2с,в заполненном зале показатель улучшается – около 1,7с. АЧХ реверберации неравномерна. Из курса психоакустики, нам известно, что низкочастотные звуки значительно маскируют высокочастотные. Несмотря на положительные значения речевых параметров, полученных в данной работе, низкочастотный скачок реверберации на частоте 250Гц как минимум оказывает негативное влияние на разборчивость речи. Имеющаяся система звукоусиления данный негативный фактор несколько компенсирует. Параметр STI даже в пустом молебном зале хороший. Обнаружено интересное свойство фокусировки STI в центре зала из-за действия михраба. Получены данные параметра LF, в сравнении – в пустом и заполненном помещении, которые в справочной литературе авторами не встречались. Параметр «сила» G для культовых сооружений ранее представлен не был. Так же, найден коэффициент звукопоглощения молящегося человека, что сыграет свою роль в проведении исследований мечетей в дальнейшем.

Список литературы

1. https://www.votpusk.ru/country/dostoprim_info.asp?ID=21777
2. Beranek L. Concert Halls and Opera Houses. Springer-Verlag. New York. 2004
3. Barron M. Auditorium Acoustics and Architectural design. E&FN SPON.1993
4. Шевцов С.Е., Мазур Е.А. Акустика тобольского Софийско-Успенского собора. «Техническая акустика». 2016-2.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург
NOISE&VIBRATION 2019

УДК 534.7
OECD 1.06

Костная проводимость звука и ее возможности

Шешегов П.М.[1], Зинкин В.Н.[2]
[1]Кандидат медицинских наук, Центрального научно-исследовательского института Военно-воздушных сил Минобороны РФ, г. Щелково Московская область, Россия
[2]Профессор, Центрального научно-исследовательского института Военно-воздушных сил Минобороны РФ, г. Щелково Московская область, Россия

Аннотация

Объектом исследования являлась костная проводимость звука как один из путей доставки звука до внутреннего уха. Описаны механизмы передачи звука костно-тканевым путем и методы диагностики для выявления заболевания органа слуха. Рассмотрены возможности применения костной проводимости как пути получения звуковой информации из вне в различных областях (медицина, спорт, отдых, силовые структуры и др.). Описан метод использования костной проводимости для оценки акустической эффективности средств индивидуальной защиты головы и органов грудной и брюшной полости от высокоинтенсивного шума. Использование гаджета на основе костной проводимости является надежным каналом получения звуковой информации из окружающей среды, а значит, расширяет возможности человека.

Ключевые слова: костная и воздушная звукопроводность, орган слуха, потеря слуха, механизм, защита.

Bone conduction of sound and its possibilities

Sheshegoff P.M.[1], Zinkin V.N.[2]
[1]Kandidat of medical Sciences, Central research Institute of air forces of the Ministry of defence of the Russian Federation, Shchelkovo Moscow region, Russia
[2] Professor, Central research Institute Of the air force of the Ministry of defense of the Russian Federation, Shchelkovo Moscow region, Russia

Abstract

The object of the study was bone conduction of sound as one of the ways of sound delivery to the inner ear. The mechanisms of sound transmission by bone tissue and diagnostic methods for the detection of hearing organ disease are described. The possibilities of using bone conduction as a way to obtain sound information from the outside in various fields (medicine, sports, recreation, power structures, etc.). The method of using bone conduction to assess the acoustic efficiency of personal protective equipment of the head and organs of the thoracic and abdominal cavity from high-intensity noise is described. The use of the gadget based on bone conduction is a reliable channel for obtaining sound information from the environment, and therefore expands the capabilities of a person.

Key words: *bone and air sound conductivity, hearing organ, hearing loss, mechanism, protection.*

Актуальность

В мире заболеваниями слуха, связанными с воздействием шума, страдает несколько миллионов человек. Среди них доминирует нейросенсорная тугоухость (НСТ) различной этиологии. В свою очередь, НСТ шумовой этиологии среди всех профессиональных заболеваний занимает ведущее место, что обусловлено широкой

распространенностью на рабочих местах народного хозяйства механических колебаний (шум, инфразвук, вибрация) и в большинстве случаев их уровни превышают допустимые значения. Кроме того, этому способствуют ряд других факторов, таких как изношенность оборудования, нарушений требований по специальной оценке условий труда, отсутствие и низкая эффективность средств защиты от шума и др. Поэтому дальнейшее изучение заболеваний, обусловленных акустическим воздействием, и разработка профилактических мероприятий, является актуальной задачей [1–5].

Костная проводимость (bone conducton в англоязычной терминологии) – это передача звука к внутреннему уху через кость, а не по воздуху, к барабанной перепонке и далее. Несмотря на словарную краткость, данное определение довольно точно описывает сам принцип передачи звука в среднее ухо по костям черепа. Костная проводимость отличается от воздушной проводимости только тем, что она передаёт звуковые колебания не через воздушную среду, а используя контактное вибрационное воздействие на кость. Нужно понимать, что никакой неестественности здесь нет; в звуковых системах с костной проводимостью используются хорошо изученные возможности человеческого тела, и в сравнении с обычными наушниками изменён лишь способ доставки звука, который воспринимается обычными органами слуха в обход ушных раковин [6, 7].

Костное проведение оказывается гораздо более эффективным для слухового восприятия, когда звуковые сигналы передаются прямо на кости черепа через вибратор, установленный на голове (преимущественно в области сосцевидной или скуловой кости). Разница в импедансе костей и жидкостей внутреннего уха небольшая, что способствует передаче звуков практически без изменения их амплитудно-частотных характеристик.

Костная проводимость используется в ЛОР-медицине для компенсации нарушений передачи механических колебаний от наружного уха к среднему при кондуктивной и смешанной потери слуха. Если этим путём звук во внутреннее ухо доставляться не может, то используется вибрация костей черепа. Однако колебания, получаемые из внешней среды очень слабы, а для их усиления необходимо использовать системы улавливания звука и передачи вибрации в кость.

Костное проведение звуков, по сути, определяет тот лимит, при котором человеческое ухо может быть защищено от окружающих шумов различными устройствами для защиты слуха. Закрытие ушей уменьшает поступление звуковой энергии через наружный слуховой проход, но не оказывает никакого эффекта на передачу звуков путем костного проведения. Для лиц, выполняющих работу в условиях высокой шумовой нагрузки, использование средств индивидуальной защиты от шума, перекрывающих воздушный путь, не могут полноценно осуществить защиту внутреннего уха от высокоинтенсивного шума.

В доступной литературе мало информации о необходимости защиты от шума по костной проводимости, нет оценки эффективности средств индивидуальной защиты (СИЗ) от шума именно по костной проводимости. Особенно это актуально для лиц, чья профессиональной деятельности связана с действием шума при уровнях звука свыше 110 дБА и шума, в спектре которого преобладают низкочастотные и инфразвуковые акустические колебания при уровнях звукового давления свыше 100 дБ [8–11].

Целью данной работы является изучение механизмов костно-тканевой передачи звука, практическое ее использование и обоснование способа оценки эффективности защиты слухового анализатора от высокоинтенсивного шума по костной проводимости.

1. Механизмы костной проводимости и ее нарушения

Слуховой анализатор состоит из звукопроводящего и звуковоспринимающего функциональных отделов. Функция звукопроведения заключается в передаче составными элементами наружного, среднего и отчасти внутреннего уха физических колебаний из

внешней среды к рецепторному аппарату внутреннего уха, т. е. к волосковым клеткам кортиева органа. Различают три типа звукопроведения: воздушный, тканевой и тубарный [6, 7].

Функция звуковосприятия состоит в превращении физической энергии звуковых колебаний в энергию нервного импульса путем возбуждения волосковых клеток кортиева органа. Образующийся нервный импульс по волокнам слухового нерва в корковый конец слухового анализатора, в котором формируется слуховое ощущение.

Воздушная проводимость. Для понимания механизма костной проводимости необходимо рассмотреть, как происходит воздушное звукопроведение в физиологических условиях. В проведении звуковых колебаний принимают участие ушная раковина, наружный слуховой проход, барабанная перепонка, слуховые косточки, кольцевая связка овального окна, мембрана круглого окна, перилимфа, рейснеровая, покровная, базилярная мембраны и эндолимфа.

У человека роль ушной раковины сравнительно невелика. Она имеет значение в ототопике, концентрации звуковой энергии и согласовании импедансов свободного акустического поля с наружным слуховым проходом. В наружном слуховом проходе на определенных частотах возникают стоячие волны с максимальными амплитудами звукового давления в медиальной части. Вследствие резонанса, преимущественно на 3000 Гц, существенно повышается УЗД и увеличивается чувствительность уха на определенных частотах.

Под влиянием звуковых волн происходят колебания барабанной перепонки, слуховых косточек, перилимфы, рейснеровой, покровной, базилярной мембран и эндолимфы. Энергия звуковых волн при переходе из воздушной среды в жидкую в большей части отражается вследствие разных импедансов сред [12–14].

Барабанная перепонка отвечает не только на звуки, число колебаний которых совпадает с ее собственным тоном (800–1000 Гц), но и на любой звук. Такой резонанс носит название универсального в отличие от острого резонанса, когда вторично звучащее тело (например, струна рояля) отвечает только на один определенный тон.

Барабанная перепонка и слуховые косточки не просто передают звуковые колебания, поступающие в наружный слуховой проход, а трансформируют их, превращая воздушные колебания с большой амплитудой и малым давлением в колебания жидкости лабиринта с малой амплитудой и большим давлением. Эта трансформация достигается благодаря следующим условиям: 1) поверхность барабанной перепонки в 15–25 раз больше площади овального окна; 2) молоточек и наковальня образуют неравноплечий рычаг с коэффициентом 2, т.е. экскурсии, совершаемые подножной пластинкой стремени, примерно в 1,5–2 раза меньше экскурсий рукоятки молоточка. Таким образом входное сопротивление жидкости улитки уменьшается, вследствие чего общий эффект трансформирующего действия барабанной перепонки и рычажной системы слуховых косточек выражается в увеличении силы звука на 25–26 дБ [15].

Акустическая волна распространяется от овального окна к круглому, а не наоборот, вследствие большей концентрации звуковой энергии на подножной пластинке стремени за счет вышеуказанной разницы площадей и рычажных сил слуховых косточек. В результате этого давление звуковых волн в перилимфе становится в 36 раз больше, чем амплитуда звуковых частиц. Кроме этого, звуковая волна поступает на лабиринтные окна в неодинаковых фазах при максимальной разнице звукового давления на них. В фазе давления мембрана овального окна колеблется внутрь вестибулярной лестницы со сдвигом перилимфы, а мембрана круглого окна, находясь в фазе разрежения, – в сторону барабанной полости, а при смене фаз – наоборот. Скорость распространения волны в вестибулярном канале постоянна и равна скорости звука в воде, а в тимпанальном канале волна распространяется с замедлением вследствие больших градиентов давления со стороны базилярной мембраны. Объёмные смещения окон одинаковые, однако, звуковое

давление в вестибулярной и барабанной лестницах разное, что является необходимым условием движения жидкости в лабиринте и возбуждения слухового рецептора [6, 7].

Одним из условий нормального функционирования звукопроводящего аппарата является хорошая подвижность мембран овального и круглого окон при максимальной разнице звукового давления на них. При полном дефекте барабанной перепонки, когда разница звукового давления на лабиринтные окна минимальная, слух понижается на 45–50 дБ, а при разрушении цепи слуховых косточек – на 50–60 дБ.

К звукопроводящему аппарату относятся также мышцы среднего уха, которые выполняют следующие функции: 1) поддержание нормального тонуса барабанной перепонки и цепи слуховых косточек; 2) защиту внутреннего уха от чрезмерных звуковых раздражений; 3) аккомодацию, т. е. приспособление звукопроводящего аппарата к звукам различной силы и высоты.

При сокращении мышцы, натягивающей барабанную перепонку, слуховая чувствительность повышается, что дает основания считать эту мышцу «настораживающей». Стременная мышца играет противоположную роль – она при сокращении ограничивает движения стремени, что приглушает слишком сильные звуки. При воздействии на ухо сильных звуков обе мышцы приходят в состояние тетанического сокращения и защищают внутреннее ухо от звуковой травмы [12–14,16].

Описанный выше механизм передачи звуковых колебаний из внешней среды к внутреннему уху через наружный слуховой проход, барабанную перепонку и цепь слуховых косточек представляет собой воздушное звукопроведение.

Костная проводимость. Между тем, выключение звукопроводящих воздушных путей из процесса слухового восприятия не сопровождается полной потерей слуха, оно лишь приводит к повышению порогов слышимости. При плотной закупорке наружного слухового прохода у человека удается снизить остроту слуха не более чем на 40 дБ. Это соответствует усиливающей способности звукопроводящей системы наружного и среднего уха. Наблюдения за больными с изолированным повреждением звукопроводящего аппарата показывают, что при этом никогда не наступает глухота. Следовательно, звук может доставляться к внутреннему уху непосредственно через кости черепа и покрывающие его ткани [17]. Это есть костное или тканевое звукопроведение.

Экспериментальные исследования, математические расчеты, биофизическое моделирование позволили прийти к выводу, что характер проведения звуковых колебаний по костям черепа неодинаков при разной частоте. Различают инерционный и компрессионный типы костно-тканевой проводимости [12–14,16].

При низкой частоте стимула череп колеблется как единое целое с увеличением частоты колебаний отдельных его частей в противофазе. Инерция слуховых косточек и способность их к изменению положения обуславливают смещение основания стремени в окне преддверия при вибрации черепа и тем самым вызывают колебания в перилимфе с включением всего последующего цикла воздушного звукопроведения. Такой инерционный тип костного проведения отмечается при действии звуков с относительно большой длиной волны, то есть низкой частоты [6, 7].

В тех случаях, когда череп колеблется не синфазно, а по-разному в отдельных своих частях, происходит компрессия всей лабиринтной капсулы и перилимфа подвергается давлению, отражающемуся на положении стремени и мембраны окна улитки. Ввиду значительно большей эластичности и податливости мембраны окна улитки передвижение несжимаемой жидкости внутреннего уха происходят за счет выпячивания этой мембраны в полость среднего уха. Все это приводит к возникновению бегущей волны на базилярной мембране с последующим развитием слуховой рецепции. Такой тип костного звукопроведения получил название компрессионного. Он в отличие от инерционного типа обусловлен различиями в подвижности окон, что имеет важное

значение в диагностической интерпретации результатов аудиометрии при костном звукопроведении [6, 7].

Механические процессы в улитке и кодирование их в виде электрических ответов, отражающих импульсацию в сенсорном эпителии и нервных структурах, при костном проведении аналогичны таковым при воздушном проведении тех же стимулов. Однако слуховую чувствительность при костном проведении звуков нельзя рассматривать исключительно как показатель состояния звуковоспринимающих элементов улитки, поскольку в определенной мере она зависит от подвижности мембран этого образования, «нагруженных на систему» звукопередачи среднего уха. Поэтому повышение порогов слышимости при костном проведении звуков до известной степени может отражать нарушение функции звукопроведения как во внутреннем, так и среднем ухе [6, 7, 12].

Уровень звуковых колебаний, передаваемых костно-тканевым путем, на 20–30 дБ меньше уровня, воспринимаемого ухом. Если при невысоких уровнях передача стимула за счет костной проводимости мала, то при высоких уровнях она значительно возрастает и усугубляет вредное действие на человека [12, 13].

Нулевая линия аудиограмм для костной проводимости соответствует средней норме слышимости нормальных ушей при исследовании костным телефоном с «оптимального» участка сосцевидного отростка (при открытых ушах). Нормальные пороги костной проводимости примерно на 35–40 дБ выше воздушных [12, 18, 19]. В действительности, когда слуховые пороги звуков всех частот по воздушной проводимости находятся на 0 дБ, по костной проводимости они равны 35–40 дБ. Все современные аудиометры сконструированы так, что они показывают потерю слуха в децибелах по сравнению с нормальным слухом. Нормальные пороги слуха для звуков всех частот как по воздушной, так и по костной проводимости отмечены нулевой линией, что упрощает чтение аудиограмм [19, 20].

Таким образом, звукопроведение до волосковых клеток спирального органа является механическим процессом, который осуществляется воздушным и костно-тканевым путями в зависимости от уровня звука.

Кондуктивная тугоухость – это нарушение слуха, которое характеризуется затрудненным проведением звуковых волн к звуковоспринимающему аппарату. Основные клинические признаки – снижение остроты слуха, «заложенность» ушей, усиленное восприятие собственного голоса, ухудшение дифференциации речи от окружающих шумов. Эта форма тугоухости широко распространенная в отоларингологии патология, что связано с наличием большого количества этиологических факторов. В общей структуре заболевания порядка 67% случаев возникают в результате поражений евстахиевой трубы, слухового канала или барабанной полости. В 2,1% наблюдений патология сопровождается необратимыми изменениями в звукопроводящей системе. Заболевание чаще встречается в старшей возрастной группе.

Основные причины данной формы потери слуха – нарушение проводимости звукового сигнала от наружного уха к звуковоспринимающему аппарату. Это происходит в результате искажения звуковых волн при их прохождении через внешнее и среднее ухо, эндолимфатическое пространство и мембраны улитки, что может быть вызвано следующими этиологическими факторами.

1. Нарушение проходимости внешнего уха. Серные пробки, инородные тела, опухоли, наружный отит, «ухо пловца», экзостозы, травматические повреждения и врожденная атрезия слухового похода ухудшают или делают невозможным прохождение звуковых колебаний к барабанной перепонке.

2. Повреждение барабанной перепонки. Сюда относятся перфорация на фоне острой акустической травмы, тимпаносклероз, резкие перепады атмосферного давления (при быстром наборе высоты или спуске). Механические воздействия в виде мощного акустического импульса при взрывах (воздушная ударная волна) или мощных коротких

воздушных импульсов (пиковый уровень свыше 160 дБI), удара кулаком или ладонью в область наружного слухового прохода (боксеры), гидродинамического удара по наружному слуховому проходу при нахождении в воде (ватерполисты, пловцы, прыгуны в воду, ныряльщики) приводит к нарушению целостности барабанной перегородки и затрудняет передачу механических колебаний на слуховые косточки.

3. Поражение среднего уха. Экссудативный и гнойный средний отит, отосклероз, тубоотит, холестеатома, закупорка глоточного отверстия евстахиевой трубы аденоидными вегетациями или другими патологическими структурами сопровождаются нарушением подвижности и проводящей функции слуховых косточек.

4. Заболевание внутреннего уха. Непроходимость круглого или овального окна улитки и дигисценция переднего полукружного канала способны препятствовать нормальному движению эндолимфы, передающей вибрации к кортиевому органу.

В основе патогенеза кондуктивной тугоухости лежит дисфункция звукопроводящей системы – внешнего слухового прохода, барабанной перепонки, полости среднего уха и слуховых косточек, эндолимфы или мембран улитки. В норме они отвечают за усиление и передачу звука к структурам системы звуковосприятия. Нарушение хотя бы одного из звеньев этой цепочки приводит к искажению колебаний и общему ухудшению слуха. Функция кортиевого органа, слухового нерва и задних отделов верхней височной извилины, отвечающих за восприятие и обработку услышанного, не нарушается. За счет этого у больных сохраняется нормальная костная проводимость звуков. В тяжелых случаях ее чувствительность превышает воздушную, из-за чего человек полноценно воспринимает только собственную речь.

Диагностика при кондуктивной форме ухудшения слуха заключается в определении причины заболевания, объективном и инструментальном исследовании звукопроводящей системы уха. Важную роль играет правильный сбор анамнеза: уточнение ранее перенесенных заболеваний, травм и т. д. Для постановки диагноза проводится отоскопия, камертональные пробы, аудиометрия, лучевая диагностика (компьютерная и магнитно-резонансная томография).

2. Исследование костной проводимости

Костная проводимость может определяться при помощи камертонов или аудиометра – электрических вибраторов (костных телефонов). При исследовании слуха камертонами необходимо соблюдать ряд правил (сила прижатия, сила звука, месторасположения и т.д.), которые подробно изложены в руководствах [6, 7].

В норме время восприятия звука по воздушной проводимости продолжительнее, чем по костной, так как звуковые волны встречают в костной ткани более сильное сопротивление, на что уходит часть звуковой энергии. Ниже изложены ряд методик, которые используются при оценке костной проводимости.

1. Опыт Ринне заключается в сравнении воздушной и костной проводимости. Звучащий камертон С128 ставят на сосцевидный отросток исследуемого и, включив секундомер, замечают, сколько времени он звучал. По прекращении звучания на сосцевидном отростке подносят камертон к отверстию слухового прохода (современный вариант). У здорового человека проводимость через воздух больше проводимости через кость – это обозначают как «положительный опыт Ринне». При наличии же поражения в среднем ухе или вообще звукопроводящего аппарата опыт Ринне может быть отрицательным, т. е. звучание с кости будет продолжительнее звучания через воздух, что указывает на заболевание звукопроводящего аппарата.

2. Опыт Вебера проводится со звучащим камертоном, который помещают на темя больного и спрашивают его, в каком ухе он слышит звучание. При здоровом состоянии ушей исследуемый слышит звучание в голове, не относя звук ни к одному из ушей. При

нарушении звукопроводящего аппарата звук слышится в больном ухе, при нарушении звуковоспринимающего аппарата он слышен в здоровом ухе. Известно несколько попыток дать объяснение усилению костной проводимости при заболевании среднего уха. Некоторые указывают, что при здоровом состоянии ушей звуковые волны от звучащего камертона, беспрепятственно распространяясь по черепу, как бы выходят через уши в окружающую среду и не задерживаются в каком-либо ухе. При наличии препятствия в виде воспалительного процесса среднего уха или инородного тела (серная пробка) в слуховом проходе звуковые волны, отражаясь от препятствия, как бы снова ударяют в звуковоспринимающий аппарат внутреннего уха и звучат в больном ухе. При поражении же звуковоспринимающего аппарата звук может появиться только в здоровом ухе.

Так, Бецольд (1902) считает, что при заболеваниях звукопроводящего аппарата ограничение движений слуховых косточек создает условия для худшей передачи через воздух, чем через кость. Л. Е. Комендантов (1936) и другие авторы объясняли укорочение восприятия звучания камертона через кость на здоровой стороне утомлением нерва. Г.Г. Куликовский (1935), исследуя слуховую функцию больных в звуконепроницаемой камере, зарегистрировал незначительное укорочение костной проводимости при поражении звукопроводящего аппарата. Он считает, что наблюдающееся в обычных условиях исследования слуха удлинение костной проводимости у этого рода больных зависит от неблагоприятных в акустическом отношении условий восприятия звука.

3. Опыт Швабаха состоит в определении костной проводимости исследуемого путем сравнения с костной проводимостью здорового человека. С. этой целью звучащий камертон ставят на темя исследуемого и замечают время звучания, которое сравнивают с нормой камертона. При наличии тугоухости нормальное или увеличенное время свидетельствует о кондуктивной тугоухости, при укорочении времени звучания – о наличии нарушения звуковосприятия.

4. Опыт Желле (Gelle) состоит в следующем. К темени приставляют звучащий камертон и одновременно производят сгущение воздуха в наружном слуховом проходе резиновым баллоном – больной ощущает в этот момент ослабление звука, вызванное вдавлением стремени в нишу овального окна и вследствие этого повышением внутрилабиринтного давления. В случае анкилоза стремечка изменения звука не происходит, так же как не происходит повышения внутрилабиринтного давления. Этот опыт дает возможность диагностировать анкилоз стремечка. Но может случиться, что даже при нормально подвижном стремени сгущение воздуха в слуховом проходе не вызовет изменения звучания [6, 7, 11].

Аудиометр является электрическим генератором звуков, который позволяет подавать относительно чистые звуки (тоны) как через воздух, так и через кость. Обычным, так называемым клиническим аудиометром исследуют пороги слуха на диапазоне от 125 до 8000 Гц при воздушном проведении и от 125 до 4000 Гц при костном проведении (при разнице между соседними частотами 1 октава). При помощи регулятора громкости эти звуки можно усиливать до 100–110 дБ при исследовании воздушной и до 50–60 дБ при исследовании костной проводимости. Громкость в аудиометре регулируется обычно ступенями 5 дБ, в некоторых – с 1 дБ.

Для определения порога слуха на каждую частоту (пороговая тональная аудиометрия) сначала подают слабый звук, который путем поворота ручки регулятора громкости усиливают до тех пор, пока он не вызывает слухового ощущения. Обычно контроль порогового слуха осуществляют таким образом, что повторно дают относительно сильный звук (надпороговый) и затем ослабляют его громкость до пороговой величины. Исследование слуха проводят для каждого уха отдельно для воздушной и костной проводимости при помощи воздушного и костного телефонов (звукоизлучателей), доставляющих звуки аудиометра соответственно через наружный слуховой проход и сосцевидный отросток. Современные аудиометры сконструированы

так, что они показывают потерю слуха в децибелах по сравнению с нормальным слухом. Нормальные пороги слуха для звуков всех частот как по воздушной, так и по костной проводимости отмечены нулевой линией.

Нулевая линия аудиограмм для костной проводимости соответствует средней норме слышимости нормальных ушей при исследовании костным телефоном с «оптимального» участка сосцевидного отростка (при открытых ушах). Нормальные пороги костной проводимости примерно на 35–40 дБ выше воздушных [12, 16, 18].

В действительности, когда слуховые пороги звуков всех частот по воздушной проводимости находятся на 0 дБ, по костной проводимости они равны 35 дБ. В аудиометре эта разница заранее автоматически отсчитана, т. е. пороги обеих проводимостей приведены к нулевой линии [16,18,19].

Исследование слуха должно проводиться в звукоизолированном помещении, лучше всего в специально оборудованной заглушённой камере. При исследовании воздушной проводимости в обычном помещении воздушный телефон не только доставляет звуки аудиометра к уху, но и защищает его от окружающего шума.

При исследовании костной проводимости защита от внешнего шума и от переслушивания противоположным ухом представляет гораздо более трудную задачу. Поскольку звуковые колебания легко передаются по костям черепа и достигают противоположного уха с потерей интенсивности всего 5–10 дБ, при исследовании костной проводимости необходимо всегда заглушать противоположное ухо с потерей интенсивности всего 5–10 дБ.

Важное значение приобретает сравнение исследования костной проводимости с открытыми (относительная костная проводимость) и закрытыми (абсолютная костная проводимость) ушами. Это имеет тем большее значение, что такое исследование (опыт Бинга) является дифференциально-диагностическим методом.

При поражении звукопроводящего аппарата кривые относительной и абсолютной костной проводимости совпадают, тогда как при поражении звуковоспринимающего аппарата и в норме разница между ними составляет 10–15 дБ, преимущественно в зоне низких частот (выше 2000 Гц эти кривые совпадают).

Разница на аудиограмме между высотой кривой костной проводимости и нулевой линией соответствует данным опыта Швабаха, а сравнение воздушной и костной кривых – результатам опыта Ринне. Аудиометрический опыт Вебера производится путем прикладывания костного телефона в центре лба или теменной области (при частоте от 125 до 4000 Гц). При помещении костного телефона на средней линии черепа в норме звук слышен посредине головы, не латерализован. Если имеется заболевание одного уха, звук латерализуется, т. е. он будет слышен в одном из ушей. Латерализация в здоровое или, лучше, слышащее ухо говорит о поражении звуковоспринимающего аппарата. При нарушении звукопроведения звук обычно латерализуется в больное ухо [18].

При поражении только звукопроводящего аппарата кривая костной проводимости обычно совпадает с нулевой линией или мало от нее отклоняется, тогда как кривая воздушной проводимости указывает на повышение порогов. При поражении звуковоспринимающего аппарата кривые воздушной и костной проводимости указывают на повышение слуховых порогов, как правило в области высоких частот.

В отличие от поражения звукопроводящего аппарата, когда обычно имеется довольно значительная разница (разрыв) между кривыми костной и воздушной проводимости, при поражении звуковоспринимающего аппарата эти кривые более или менее совпадают и костно-воздушный разрыв (диссоциация) отсутствует.

Результаты изучения звуковосприятия при костном проведении существенно дополнили и расширили общие представления о физиологии слуха человека. В частности, было установлено, что при костном проведении человек способен воспринимать акустические сигналы в значительно более широком диапазоне частот, чем было принято

считать ранее, когда слуховое восприятие оценивали только по результатам исследования воздушного проведения. Установлено, что слуховое восприятие человека распространяется на область ультразвуков в пределах до 225 кГц, а не ограничиваются, как традиционно было принято считать, пределом в 20 кГц [20].

С помощью специально проведенных измерений и расчетов выведена пороговая кривая для ультразвукового диапазона частот и сопоставлена с аналогичным образом рассчитанной кривой для тонов обычной, слышимой частоты. Установлено, что пороги слышимости ультразвуков превышают слуховые пороги тонов обычного, слышимого диапазона и характеризуются нарастанием с частотой в пределах ультразвуковой части спектра. В электрофизиологических, биофизических и математических исследованиях показана общность механизма восприятия звука в ультразвуковом и звуковом диапазонах на всех уровнях слухового анализатора.

3. Практическое применение костной проводимости

Медицина. Костная проводимость используется в ЛОР-медицине для компенсации нарушений передачи механических колебаний от наружного уха к среднему – к примеру, кондуктивной и смешанной потери слуха. Если этим путём звук во внутреннее ухо доставляться не может, то используется вибрация костей черепа, то есть костно-тканевой путь проведения звука.

Костная проводимость нашла широкое применение в слухопротезировании. В литературе описаны способы улучшения слуха с помощью деревянного стержня, зажатого между зубами, за счет резонации которого на окружающие звуки посредством костного проведения осуществлялось поступление звуков в улитку. Этим способом пользовался композитор Людвиг Ван Бетховен. С изобретением электрических устройств генерации, усиления и передачи звуковых колебаний на расстояние наступил новый этап искусственного улучшения слуховой функции. С 1900 г. началось массовое производство слуховых аппаратов как в Америке, так и в Европе. Развитие радиоэлектроники привело к созданию усилителей на радиолампах, а затем на полупроводниках, что обеспечило миниатюризацию слуховых аппаратов.

Слуховые аппараты делятся на карманные, заушные, внутриушные, внутриканальные и имплантируемые. По принципу устройства – на аналоговые и цифровые. Наибольшее распространение в России получили заушные, позволяющие компенсировать практически любую потерю слуха.

Преимущество карманного слухового аппарата заключаются в том, что микрофон и телефон разнесены на десятки сантиметров, это позволяет достигать значительного усиления звука без появления акустической обратной связи. Кроме того, конструкция слухового аппарата позволяет проводить бинауральное слухопротезирование, что значительно повышает качество звуковосприятия, разборчивость речи и возвращает пациенту функцию пространственного слуха. Кроме карманных выпускаются слуховые аппараты–очки, слуховые аппараты–заколки и др.

Заушные слуховые аппараты составляют большинство моделей, которыми пользуются пациенты. Они небольших размеров, выгодно отличаются в косметическом отношении от карманных. Их устройство предусматривает размещение в одном блоке всех функциональных элементов схемы.

Внутриушные и внутриканальные слуховые аппараты оптимальны в косметическом отношении, поскольку вся конструкция размещается в начальных отделах наружного слухового прохода и практически незаметна при обычном общении с пациентом. В этих аппаратах усилитель с микрофоном и телефоном частично (внутриушная модель) или полностью (внутриканальная модель) размещается в

индивидуально изготовленном по слепку наружного слухового прохода ушном вкладыше, что обеспечивает полную изоляцию телефона от микрофона и предотвращает паразитную акустическую «завязку» [6, 7].

Практика и досуг. Принцип устройства программируемых слуховых аппаратов основан на наличии микросхемы, на которую записываются программы для разных режимов работы. Цифровые слуховые аппараты – это аналоги мини-компьютеров, в которых проводится временной и спектральный анализ входного сигнала.

Первыми, кто открыл костную проводимость для простых пользователей, была компания Google. В первой версии Google Glass был встроенный в дужку динамик, который обеспечивал передачу звука таким способом.

Также практическое применение костная проводимость нашла в индустрии приборов связи для подводного плавания, поскольку её использование предполагает возможность создания полностью герметичных гарнитур. Применение технологий костной передачи звука в «подводном мире» во многом обусловлено свойствами костюма, которые не предполагает возможности погружать с иными средствами связи. Впервые об этом додумались еще в 1996 году, о чем есть соответствующий патент. И среди наиболее известных пионерских устройств такого характера можно привести в пример разработки японской компании электронных устройств Casio.

Примечательно, что костные наушники уже стали неотъемлемым атрибутом персонажей некоторых видеоигр. К примеру, такие изделия под названием Codec, только имплантированные непосредственно в кость, есть у суперагентов в играх знаменитой «шпионской серии» Metal Gear Solid.

Спорт. Широко известны модели спортивных наушников и гарнитур с использованием данной технологии, так как это позволяет спортсменам слушать музыку, говорить по телефону, но при этом контролируя окружающую обстановку, так как ушные раковины остаются открытыми и способными воспринимать внешние звуки. Известная за рубежом компания After Shokz, специализируется на производстве потребительских гаджетов. с таким принципом передачи звука. Наиболее хорошую оценку наушникам костной проводимости AfterShokz Sportz дали велосипедисты. Активно такие гаджеты стали использовать лыжники, пловцы и другие.

Военная отрасль. По той же причине устройства на базе технологии костной передачи звука используются среди военных, так как это позволяет им общаться, передавать друг другу сообщения, не теряя контроль над ситуацией, оставаясь восприимчивыми к звукам внешнего мира. Так, например, военнослужащие британской армии будут обеспечены модернизированными костными наушниками. По своим размерам наушник не превышает 18 миллиметров. Разработка должна быть помещена на внутренней поверхности защитной каски для плотного прилегания к височной кости бойца. При этом на работу новинки не повлияет даже наличие защитных наушников, которые предохраняют барабанные перепонки от слишком громких звуков, к примеру, взрывов или выстрелов [21].

Технология Sgnl предоставляет удивительную возможность передачи сигналов на конец пальца человека посредством вибрации. Достаточно просто подключить подобный ремешок к собственному смартфону, и даже в условиях сильного окружающего шума можно будет без проблем общаться, просто приложив палец руки к уху. При этом Sgnl выполняет и привычные функциональные обязанности, выступая креплением для традиционных часов [22]. Суть работы устройства в том, что браслет сопрягается со смартфоном посредством Bluetooth, а дальше в дело вступает так называемая костная проводимость. Звук посредством вибрации передаётся непосредственно во внутреннее ухо, если к уху поднести объект, передающий вибрации кисть или какой-либо палец.

В России для спецназа разработали систему «костного слуха» [23]. Бойцы спецподразделений получат новейшие боевые наушники, использующие череп как

резонатор. Эти уникальные наушники предназначены для действий в гражданской форме одежды, которые позволят им получать команды руководства незаметно для противника. Динамик устройства передает звук сквозь кости черепа прямо во внутреннее ухо. В настоящее время похожие контактные динамики применяются в очках дополненной реальности Google Glass.

Контактная гарнитура костной проводимости ГК-3, разработанная тульским конструкторским бюро «Октава», выглядит как обычный эластичный ремень для налобного фонаря с небольшим карманом на уровне виска – именно в нем расположен миниатюрный динамик. С кабелем и подключаемым микрофоном вся гарнитура весит менее 90 г и свободно помещается под защитный шлем или головной убор. Она может работать при температурах от -30 до +50 градусов и защищена от воды.

Принцип работы гарнитуры костной проводимости ГК-3 достаточно прост: эластичный ремень плотно прижимает к голове человека специальные динамики, которые создают мощные вибрации, проходящие через твердые ткани черепа. Звуковые колебания передаются непосредственно на внутреннее ухо, минуя ушную раковину и барабанную перепонку. При этом человек воспринимает эти колебания как полноценный звук, услышанный естественным способом. Такая гарнитура позволяет скрытно осуществлять радиосвязь, не привлекая к себе внимание и не сорвать специальную операцию. К данной разработке проявляют интерес Росгвардия, МЧС и другие силовые структуры. В настоящее время наушники костной проводимости используются в войсках стран НАТО.

Для бойцов спецназа и водолазов такие гарнитуры считаются более удачным выбором, чем стандартные наушники. Они обеспечивают более высокое качество звука, который к тому же невозможно заглушить извне. Динамики таких наушников крепятся на виски, оставляя уши открытыми. Это позволяет бойцам спецподразделений прослушивать всю окружающую обстановку, что не дает неприятелю застать его врасплох, бесшумно подкравшись сзади. Звук, воспроизводимый такой гарнитурой, на средней громкости практически невозможно услышать снаружи, а значит, невозможно обнаружить носителя гарнитуры, что делает устройство идеальным для разведчиков.

4. Костная проводимость как способ оценки эффективности средств индивидуальной защиты от шума

В документах, предусматривающих нормирование шума и инфразвука, в качестве критериальных параметров используются уровень звука и уровень звукового давления (УЗД), которые воспринимается органом слуха за счет поступления звука через наружный слуховой проход. В РФ предельно допустимый уровень звука установлен 80 дБА. Превышение этого уровня предусматривает использование СИЗ от шума, то есть противошумов (вкладыши, наушники и др.), которые предназначены для защиты наружного слухового прохода от поступления или снижения высокоинтенсивного звука, тем самым способствуя защите внутреннего уха от повреждения и развития заболевания органа слуха, в первую очередь, НСТ.

В тоже время выше было показано, что звук может доставляться к внутреннему уху непосредственно через кости черепа и покрывающие его ткани. Санитарных норм по величине УЗД, при котором необходимо осуществлять защиту по костной проводимости, в доступной литературе не найдено. Поэтому, основываясь на данных литературных источников, мы обосновали величину уровня звука, при которой необходимо использовать шумозащитный шлем – 100–110 дБ [24–26]. Однако требований к подобным СИЗ в системе стандартов безопасности труда не существует, также как и стандартная методика оценки их акустической эффективности.

В настоящее время разработана методика субъективной оценки эффективности экстраауральных средств защиты от шума [27–30]. Биофизической основой метода тональной аудиометрии является способность тканей человека проводить акустический

сигнал от места его генерации (сосцевидный отросток) до воспринимающего органа (рецепторы улитки). Причиной ухудшения костной проводимости может быть как повышение порогов слышимости на уровне рецепторов, так и нарушения на пути распространения звука. Моделирование последней причины в виде использование прокладок из материалов с различными звукопоглощающими свойствами между костным телефоном вибратором (КТВ) и сосцевидным отростком стало основой экспериментальных исследований.

При исследовании акустических свойств материалов под КТВ помещали прокладка из различных материала размером 5×7 см и определяли пороги по костной проводимости в этом же диапазоне частот. Наушники при этом не снимались, воздушная маскировка не проводилась (определялась абсолютная костная проводимость).

При измерении материалы, обладающие упругостью, эластичностью и воздушностью, за счет прижима оголовьем КТВ деформируются, что приводит к снижению звукопоглощения. Для исключения этого эффекта в ряде опытов прижатие КТВ осуществляли рукой, что позволяло достичь минимальной деформации материала. Оценку звукопоглощения оценивали в октавных полосах от 250 до 8000 Гц по разности величин между исходной аудиограммой и аудиограммой с исследуемым материалом.

При выборе материала использовали два критерия. Первый – материал по механическим свойствам должен иметь подобие биологическим тканям, участвующим в проведении звука от места прикрепления КТВ до ушной улитки. Имитацию костной ткани осуществляли с помощью пластинок из стали и пластика; кожи, крови, воды – резины, пластилина; легких – поролона. Вторым критерием выбора материала являлось способность его поглощать звук, что позволяет в дальнейшем использовать его при конструировании и изготовлении СИЗ.

На первом этапе были проведены исследования звукопоглощающей способности каждого из материалов, обладающих различными механическими свойствами в широком диапазоне. Методом тональной аудиометрии выявлена разница в величине звукопоглощения каждого из пяти исследуемых материалов, которая колеблется в диапазоне от –5 до 14 дБ. Звукопоглощающая способность материала зависела от его механических параметров. Она повышается с понижением удельной плотности материала и увеличением частоты звука.

На втором этапе работы использовали материалы, которые при испытании на первом этапе показали наличие у них звукопоглощающих свойств – это поролон, резина и пластилин. Было установлено, что использование в комбинации поролон+резина пластилина (поролон+резина +пластилин) способствовало повышению поглощения звука во всем диапазоне частот на 3–9 дБ. Изменение последовательности резины и поролона (поролон+пластилин+резина) привело к некоторому снижению звукопоглощения. Комбинация резина+поролон+пластилин сопровождалось более значимым повышением звукопоглощения на 5–20 дБ по сравнению с пакетом из двух материлов. Изменение последовательности резины и пластилина (пластилин+поролон+резина) было менее эффективным по сравнению с предыдущей комбинацией. Итак, комбинация из трех материалов (резина+поролон+пластилин) была наиболее эффективный. В области низких частот величина поглощения звука не превышала 5 дБ, в среднечастотном она повысилась до 8 дБ и в высокочастотном – достигла наибольших значений 15–29 дБ.

На третьем этапе для исключения влияния деформации материалов за счет прижима оголовья были проведены исследования, при которых КТВ удерживался на сосцевидном отростке рукой оператора. Устранение деформации привело к увеличению величины звукопоглощения во всем диапазоне частот у пластилина на 2–13 дБ, у резины – на 3–17 дБ и максимальных значений оно наблюдалось у поролона – на 15–26 дБ. У пакетов из двух материалов наибольшие значения были при комбинации

пластилин+поролон – 11–37 дБ, из трех материалов – поролон+пластилин+резина (16–39 дБ) и из четырех слоев поролон+резина+поролон +пластилин (25–37 дБ). Следовательно, изменение метода фиксации КТВ привело к существенному повышению величины поглощения звука во всем частотном диапазоне, что указывает на достаточную высокую чувствительность предложенного способа измерения с помощью тональной аудиометрии.

Коэффициенты корреляции между механическими параметрами материалов и величиной звукопоглощения при стандартной фиксации КТВ показали: в области низких частот это связь была малой ($r=0,28$ $p\leq0,05$), в области средних и высоких частот средней ($r=0,59–0,71$ $p\leq0,05$). Величина поглощения звука имела обратную связь и со скоростью звука материалов, и удельной плотностью. Значения коэффициент корреляции у обеих переменных практически были схожими. Из этого следует:

во-первых, между величиной поглощения звука и выбранными механическими параметрами существует устойчивая связь, по которым можно оценивать звукопоглощающую способность материалов с помощью метода тональной аудиометрии;

во-вторых, корреляционный анализ показал, что между скоростью звука и удельной плотностью материалов имеется сильная прямая связь ($r=0,88$ $p\leq0,05$), то есть обе переменные, разные по своей физической сущности, способны близко оценивать поглощающую способность материалов.

Устранение деформации со стороны оголовья КТВ показало существенное повышение величины коэффициент корреляции, особенно в области низких частот. При фиксации КТВ рукой эта связь увеличивалась до $r=0,55$ ($p\leq0,05$) в области низких частот, практически не изменилась в области средних частот до ($r=0,59$ $p\leq0,05$) и достигла максимальных значений в области высоких частот –$r=0,72–0,85$ ($p\leq0,05$). Корреляционный анализ полученных результатов показывает, что величина поглощения звука зависит и от скорости звука материалов, и удельной плотности. Корреляционная связь существенно увеличивалась с повышением частоты звука. Таким образом, снижение силы прижатия КТВ приводило к снижению деформации материала, то есть снижению плотности материала, и увеличению коэффициентов корреляции, особенно в области низких частот.

Подтверждением вышеизложенного являются результаты дисперсионного анализа полученных экспериментальных данных. При стандартной фиксации КТВ на частоте 250, 500 и 1000 Гц на долю дисперсии случайных факторов приходилось соответственно 75,8%; 66,4% и 40,5% и в большинстве случаев степень влияния носила не достоверный характер. Из этого следует, что величина звукопоглощения практически не зависела от материалов и их комбинации. С увеличением частоты звукового сигнала доля не контролируемых факторов на дисперсию величины звукопоглощения материалов существенно снизилась: на частоте 2000 Гц она составила 32,2%, а на частоте 8000 Гц – 12,1%. При использовании одного слоя материала степень влияния фактора не превышала 3 % и росла с увеличением слоев материалов. Так, при использовании двух материалов ее величина достигала 6%, трех и четырех – 13%. Подтверждением является колебание значений поглощения звука, которое на частоте 2000 Гц было от 10 до 18 дБ, на частоте 4000 Гц – 13–30 дБ и на частоте 8000 Гц – 13–22 дБ.

При фиксации КТВ рукой максимальная доля дисперсии случайных факторов на частоте 250 Гц составила 18,2%, и она снижалось с повышением исследуемой частоты. На частоте 8000 Гц ее доля была минимальной – 6%. Обращает на себя внимание поролон, у которого величина звукопоглощения повысилась на всех частотах от 10 до 14 дБ, а у резины и пластилина повышение величины поглощения звука наблюдалось только от 1000 Гц и выше. У

поролона степень влияния фактора на величину звукопоглощения колебалась от 4 до 8%, у резины – 2% и у пластилина – 1%.

При комбинации двух материалов отмечалось увеличение величины звукопоглощения и степени влияния факторов. При комбинации пластилина с поролоном степень влияния фактора на частоте 250 Гц составила 5%, а на частоте 8000 Гц – 11%. При использовании трех материалов тенденция повышения звукопоглощения степени влияния факторов сохранилась. Наилучшие значения получены при комбинации поролон+пластилин+резина. Степень влияния фактора на частоте 250Гц составила 9 %, а на частоте 8000 Гц – 13%. При исследовании четырехслойного пакета существенно увеличилась величина звукопоглощения на частоте 250 Гц до 25 дБ, а также степень влияния фактора на нее до 25% .

Дисперсионный анализ подтверждает влияние способа фиксации на величину звукопоглощения. При использовании оголовья (стандартного способа крепления КТВ) величина случайных факторов в диапазоне 250–2000 Гц достаточная высокая (превышает 32%), а на частотах выше 4000–8000 Гц она снижается до 10–12%. Причиной этого является деформация материалов за счет прижима КТВ оголовьем.

Таким образом, методика исследования костной проводимости, которая широко используется при проведении тональной аудиометрии, позволяет оценивать акустическую эффективность материалов для создания экстракохлеарных СИЗ от шума, которые предназначены для снижения звукопроводности костно-тканевого пути передачи звука. Это обусловлено тем, что биологические ткани и материалы имеют общие механические и акустические свойства, в том числе и звукопроводностью, одним из критериев оценки которой является слуховой анализатор.

Заключение

Слуховой анализатор состоит из звукопроводящего и звуковоспринимающего функциональных отделов. Функция звукопроведения заключается в передаче составными элементами наружного, среднего и от части внутреннего уха физических колебаний из внешней среды к рецепторному аппарату внутреннего уха.

Процесс звукопроведения является чисто механическим и осуществляется путем воздушной или костной проводимости. Механизмы костно-тканевой передачи звука хорошо изучены. Установлено, что характер проведения звуковых колебаний по костям черепа неодинаков при разной частоте. Различают инерционный и компрессионный типы костно-тканевой проводимости. Существующие методы исследования костной проводимости одновременно являются дифференциально- диагностическими признаками патологии органа слуха и широко используются в повседневной оториноларингологической практике.

Принцип костно-тканевого звукопроведения используется в ЛОР медицине для слухопротезирования при кондуктивной и смешанной формах тугоухости. Появление новых технологий в электронике позволило разработать слуховые аппараты нового поколения и использовать принцип костного проведения в создании переговорных устройств, нашедших применение в силовых ведомствах, спорте и др. отраслях.

Методика исследования костной проводимости, которая широко используемая при проведении тональной аудиометрии, позволяет оценивать акустическую эффективность материалов для создания СИЗ от шума. Это обусловлено тем, что биологические ткани и материалы имеют общие механические и акустические свойства, в том числе и звукопроводностью, критерием оценки которой является слуховой анализатор. Разработанный метод измерения поглощения звука с помощью измерения костной проводимости аудиометром позволяет оценивать акустическую эффективность материалов при создании средств индивидуальной защиты от шума.

Использование гаджета на основе костной проводимости является надежным каналом получения звуковой информации, а значит, расширяет возможности человека для получения одновременно информации из окружающей среды.

С появлением цифровых технологий открываются большие возможности применения костного звукопроведения во многих отраслях народного хозяйства, в том числе и в силовых структурах РФ. Считаем, что это провести модернизацию СИЗ от шума для работающих в условиях действия высокоинтенсивного шума (авиационная, газовая, нефтяная промышленность и др.).

Список литературы

1. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Шешегов П.М. и др. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2009. – № 3. – С. 54-58.

2. Ушаков И.Б., Ромасюк С.И., Шешегов П.М. и др. Действие авиационного шума на орган слуха специалистов инженерно-технического состава Военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2006. – Т.327, № 7. – С. 59–62.

3. Зинкин В.Н., Миронов В.Г., Солдатов С.К. и др. Особенности патологического действия авиационного шума на орган слуха инженерно-технического сотсава авиации // Российская отоларингология. – 2007. – № 6. – С. 69-74.

4. Шешегов П.М., Зинкин В.Н., Дворянчиков В.В. и др. Нейросенсорная тугоухость шумовой этиологии: диагностика, лечение и профилактика // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2015. – № 2 (50). – С. 60–66.

5. Зинкин В.Н., Шешегов П.М., Чистов С.Д. Клинические аспекты профессиональной сенсоневральной тугоухости акустического генеза // Вестник оториноларингологии. – 2015. – Т.80, № 6. – С. 65-70.

6. Бабияк В.И., Говорун М.И., Накатис Я.А. Оториноларингология: Руководство. В двух томах. – СПб.: Питер, 2009. – Т.2. – 739 с.

7. Национальное руководство по отоларингологии. По ред. В.Т. Пальчун. – М.: ГЭоТАР-Медиа, 2016. – 960 с.

8. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др. Исследование эффективности средств индивидуальной и коллективной защиты от шума на основе оценки потенциальной ненадежности профессиональной деятельности авиационных специалистов // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 11. – С. 2-6.

9. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. и др. Анализ эффективности средств защиты от шума во взаимосвязи с профессиональной надежностью специалистов «шумовых» профессий // Медико-биологические и социально-психологические проблемы безопасности в чрезвычайных ситуациях. – 2011. – № 3. – С. 70-76.

10. Солдатов С.К., Бухтияров И.В., Зинкин В.Н. и др. Профессионально обусловленная заболеваемость авиационных специалистов // Медицина труда и промышленная экология. – 2010. – № 9. – С. 35-40.

11. Зинкин В.Н., Квасовка В.В., Солдатов С.К. и др. Влияние высокоинтенсивного авиационного шума на заболеваемость инженерно-технического состава военно-воздушных сил // Военно-медицинский журнал. – 2008. – Т. 329, № 2. – С. 59-63.

12. Тейлор Р. Шум / Пер. с англ. Д. И. Арнольда. Под ред. М. А. Исаковича. – М., «Мир», 1978. – 308 с.

13. Цвиккер Э., Фульдкеллер Р., Ухо как приемник информации. Перевод с немецкого под редакцией Б., Г. Белкина. – М.: Связь. 1971. – 255 с.

14. Андреева Н. Г., Вартанян И. А., Куликов Г. А., Самойлов В. О. Физиология сенсорных систем и высшей нервной деятельности. В 2 томах. Том 1. Физиология сенсорных систем. – М.: Академия, 2009. – 288 с.

15. Bekesy G. Experiments in hearing. N. Y., Toronto, London, 1960.

16. Ундриц В. Ф., Темкин Я. С. и Нейман Л. В. Руководство по клинической аудиологии. – М., 1962. – 324 с.

17. Куликовский Г.Г. К вопросу о механизме костной проводимости: Дис. ... д-ра мед. наук.– М., 1935.

18. Токарев О.П., Белоконь А.Н. Соотношение различных способов звукопроведения и динамика опыта Вебера в норме и при патологии // Вестник оториноларингологии. – 2000. – № 5. – С. 32-34.

19. Таварткиладзе Г.А., Гвелесиани Т.Г. Клиническая аудиология. – М.: Святогор Пресс, 2003. – 74 с.

20. Сагалович Б. М. Методы исследования слуха в клинической аудиологии // Тугоухость. – М.: Медицина, 1978. – С. 9-155.

21. Костная проводимость звука: разбираемся, что это такое // Спорт: [Электронный ресурс]: /https://medgadgets.ru/fitness/kostnaya-provodimost-zvuka.html

22. Браслет-гарнитура Sgnl с костной проводимостью звука // Мой бизнес: [Электронный ресурс]: https://moybiznes.org/sgnl https://moybiznes.org/sgnl.

23. Для спецназа разработали систему «костного слуха» // Военно-промышленный курьер / Общероссийская еженедельная газета: [Электронный ресурс]: http // www.vpk-news.ru (Дата обращения 26.12.2018).

24. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Прокопенко Л.В. Человек и шум. – М.: ГЭОТАР–МЕД, 2001. – 384 с.

25. Ахметзянов И.М., Зинкин В.Н., Петреев И.В., Драган С.П. Гигиеническая оценка сочетанного действия шума и инфразвука на организм военнослужащих // Военно-медицинский журнал. – 2011. – Т332, № 11. – С. 44-50.

26. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Драган С.П. и др. Особенности сочетанного действия шума и инфразвука на организм // Безопасность жизнедеятельности. – 2011. – № 9. – С. 2-10.

27. Патент на полезную модель №140048 Российская Федерация; МПК G01H 29/00. Устройство для исследования звукопоглощающей способности материалов / Зинкин В.Н., Шешегов П.М., Драган С.П., Богомолов А.В.; патентообладатель Зинкин В.Н. – №2014102837/28; заявл.28.01.2014; опубл. 27.04.2014; Бюл. №12. – 2 с.: ил.

28. Зинкин В. Н., Шешегов П. М. Технология исследования звукопоглощающей способности материалов на основе тональной аудиометрии // Медицинская техника. – 2014. – №4. – С. 43-47.

29. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Возможности тональной аудиометрии в определении звукопоглощающих свойств материалов // Вестник оториноларингологии. – 2014. – № 6. – С. 34-38.

30. Шешегов П.М. Методические подходы к оценке эффективности экстрааурaльных средств защиты // Защита от повышенного шума и вибрации / Сб. докл. Всерос. науч.-практ. конф.с междунар. участием. – СПб., 2015. – С. 562-565.

УДК 625.098
OECD 1.03 AA

Прогноз протяженности участков дорог, оборудованных шумозащитными сооружениями

Элькин Ю.И.[1*]
[1]Профессор, Московского автомобильно – дорожного государственного технического университета (МАДИ), Москва, Россия

Аннотация

Для оценки и прогнозирования экологической ситуации на дорожной сети госкомпании (ГК) Автодор на период до 2030 года используются 2 сценария развития ГК: инерционный – 12760 км дорог к 2030 году и инновационный – 18075 км дорог к тому же году. В данном докладе рассматривается методика прогнозной оценки длины и площади шумозащитных сооружений для дорог ГК Автодор по обоим сценариям. При этом под шумозащитным сооружением понимается шумозащитный экран базовой высотой 3 м.

Ключевые слова: уровень звука (УЗ), шумовая характеристика транспортного потока (ШХТП), санитарный разрыв по шуму, шумозащитный экран, селитебная территория, транспортный шум.

Forecast of the length of sections of roads equipped with noise protection structures

Elkin Y.I..[1]
[1]Professor, Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI), Moscow, Russia

Abstract

For assessing and predicting the environmental situation on the road network of the state company (GK) Avtodor for the period up to 2030, 2 scenarios of GK development are used: inertial - 12,760 km of roads by 2030 and innovative - 1,805 km of roads by that year. This report discusses the method for predicting the estimated length and area of noise protection structures for roads of Avtodor Group of Companies under both scenarios. In this case, the noise protection structure is understood as a noise shield with a base height of 3 m.

Key words: *sound level, noise characteristics of the traffic flow, sanitary noise gap, noise shield, residential area, traffic noise.*

Введение

При разработке проекта строительства или реконструкции какого-либо участка автодороги конкретные характеристики шумозащитных сооружений (ШС), а именно: протяженность, расположение, вид, геометрические размеры, акустическая эффективность и т.п., - рассчитываются по действующим методикам и входят в состав проектной документации.

Однако для прогнозной (т.е. связанной с отсутствием детальных проектных решений по участкам автодорог) оценки протяженности ШС необходимо разработать соответствующую методику.

1. Представим проектную длину Lуч, км, какого-либо участка автодороги в следующем виде

$$L_{уч} = L_{лин} + L_{об}, \quad (1)$$

где Lлин – длина линейной части данного участка, км; Lоб – длина объездов достаточно крупных населенных пунктов (н/п) на данном участке, км.

Под линейной частью здесь понимаются отрезки трассы между достаточно крупными н/п, а под объездами – траектории или отрезки трассы, проходящие соответственно вокруг или в стороне от достаточно крупных н/п.

Понятие «достаточно крупный н/п», по нашему мнению, можно определить следующим образом.

Анализируя данные по распределению всех городов (до 3 тыс. – более 1 млн. чел.) и поселков городского типа (до 3 тыс. – более 50 тыс. чел.) РФ по числу жителей [1], можно рассчитать среднее число жителей в каждом типе этих городских поселений, а именно: только города – 86996 чел., города + поселки городского типа (пгт) – 42900 чел., только пгт – 6131 чел. Следовательно, при таком подходе под достаточно крупным н/п можно понимать н/п с населением не менее 6 тыс. чел.

Необходимую длину шумозащитных сооружений Lшс, км, на рассматриваемом участке автодороги можно оценить по формуле 2.

$$Lшс = kлин\ Lлин + kоб\ Lоб, \quad (2)$$

где $k_{лин} = L_{ШСлин}/L_{лин}$, $k_{об} = L_{ШСоб}/L_{об}$; $L_{ШСлин}$ и $L_{ШСоб}$ – требуемые длины ШС на соответственно линейной и объездной частях данного участка автодороги, км.

При этом под шумозащитным сооружением понимается ШС в виде шумозащитного экрана с базовой высотой 3 м (приведенный ШС).

Коэффициенты требуемой длины шумозащитных сооружений kлин и kоб из (2) будут иметь различные значения, при этом kлин ≤ kоб.

Действительно, можно предположить, что необходимая длина ШС на линейной части имеет корреляционную связь со средней плотностью населения в данном регионе. При этом в зону воздействия по транспортному шуму линейной части автодороги попадают только небольшие (по протяженности, по численности жителей и по высоте домов) н/п, локально расположенные коттеджи или группы коттеджей, отдельно стоящие невысокие здания и т.п.

По мере приближения автодороги к достаточно крупному н/п (т.е. при переходе линейной части в объездную) повышаются как локальная (не средняя по региону) плотность населения, так и плотность жилой и инфраструктурной застроек; при этом, помимо повышения плотности застройки по площади, увеличивается и ее высотность. Таким образом, в зону воздействия объездной части автодороги попадает существенно большее (по сравнению с линейной частью) количество объектов, требующих защиты от транспортного шума, что, в свою очередь, обусловливает увеличение как длины ШС, так и их высоты.

2. Для оценки длины объездной части Lоб рассматриваемого участка автодороги аппроксимируем траекторию объезда достаточно крупного н/п дугой эллипса, большую и малую оси которого обозначим соответственно – a и b, при этом центр аппроксимирующего (т.е. объездного) эллипса совпадает с условным центром достаточно крупного н/п, а его большая ось совпадает с генеральным направлением автодороги до и после объезда н/п.

Для такого расположения осей объездного эллипса их значения можно определить по следующим формулам

$$a = 2\ L_{в} + 2R, \quad (3)$$

$$b = L_в + R, \quad (4)$$

где Lв – длина зоны влияния достаточно крупного н/п от его границы в радиальных (от условного центра н/п) направлениях, км, R – характерный (в плане) размер н/п, км.

Отношение большой и малой осей объездного эллипса будет равно:

$$a/b = 2(L_в + R) / (L_в + R) = 2 \quad (5)$$

Следовательно, длину объездной части $L_{об}$, км, равную половине длины эллипса, можно определить по формуле:

$$L_{об} = 0{,}5\pi\,(a + b) = 1{,}5\pi b = 1{,}5\pi\,(L_в + R). \quad (6)$$

Длину $L_в$, км, зоны влияния достаточно крупного н/п можно определить по известным выражениям для населенных пунктов с различным числом жителей (ОДМД - 2003 «Руководство по прогнозированию интенсивности движения на автомобильных дорогах»):

- при численности населения 100 тыс. чел. и более

$$L_в = \ln(N); \quad (7)$$

- при численности населения менее 100 тыс. чел.

$$L_в = \ln(N) / (12{,}51 - \ln(N)), \quad (8)$$

где N – число жителей в н/п, чел.

В общем случае под характерным размером R, км, населенного пункта можно понимать радиус равновеликой (с фактической площадью н/п) окружности

$$R = (S/\pi)^{1/2}, \quad (9)$$

где S – площадь н/п, км^2.

Надо отметить, что в интересующей нас для дальнейшего анализа части государственной статистической отчетности [1] в основном используется параметр N (численность жителей в различных типах н/п), а параметр S (площадь различных типов н/п) в явном виде, как правило, не учитывается. Это обусловлено, видимо, тем, что, по сравнению с одним из базовых параметров N, связанным с рождаемостью, продолжительностью жизни и т.п., параметр S имеет существенную административно-бюрократическую составляющую (например, изменение границ и соответственно площади путем присоединения окружающих территорий сельских поселений к городу и т.п.).

Достаточно сильной корреляционной связи между параметрами N и S выявить не удалось (коэффициент корреляции r = 0,6). Однако, можно предположить, что населенные пункты с большим N имеют, как правило, и большую плотность населения (из-за наличия многоэтажной и более плотной застройки), т.е. S меняется в меньших пределах, чем N. Если же учесть, что интересующий нас параметр – характерный размер R - пропорционален S1/2, то можно сделать следующий вывод: параметр R является достаточно устойчивым, т.е. вариации R незначительны даже при существенном изменении N.

Действительно, анализ данных (на 2017 г.) по 124 городам РФ (кроме Москвы) с площадью более 100 км2 показал, что при изменении численности населения, например, в

14,7 раза (с 74791 чел. – г. Биробиджан до 1096702 чел. – г. Уфа) характерный размер R меняется всего лишь в 2,05 раза (с 7,35 км до 15,04 км).

При этом некоторые города с существенно (в 11 – 15 раз) различающейся численностью (например, г. Тверь – 411042 чел. и г. Красноармейск в Московской обл. – 26641 чел.; г. Краснодар – 805680 чел. и г. Чапаевск в Самарской обл. – 72407 чел.) имеют практически одинаковые характерные размеры R, равные соответственно 7,1 км (для первой пары городов) и 7,7 км (для второй пары).

В связи с вышеизложенным, для прогнозной оценки длины шумозащитных сооружений можно использовать среднее значение параметра R, равное 8,0 км (из выборки в 124 города РФ, данные 2017 г.).

Следовательно, можно упростить формулу (6), представив ее для дальнейших расчетов в следующем виде

$$L_{об} = 1{,}5\pi\,(L_в + 8). \qquad (10)$$

Таким образом, чтобы определить протяженность линейной части (Lлин) участка автодороги необходимо сначала рассчитать по (10) общую длину (ΣLоб) всех достаточно крупных (объездных) н/п на указанном маршруте, а затем вычесть эту величину из проектной длины Lуч последнего.

3. Для определения коэффициентов требуемой длины ШС на линейной части автодороги (kлин) и на объездной части автодороги (kоб) поступим следующим образом.

Рассмотрим наиболее проработанные проекты строительства и/или реконструкции участков автодорог (с уже известной длиной ШС на них) и поставим им в соответствие среднюю плотность населения Р, чел/км2, в субъектах РФ, по территории которых проходят указанные автодороги.Так, например, для магистрали М11 Москва – СПб, по данным ГК «Автодор», такими участками будут:

- участок 1: км 15 – км 58 в обход г. Химки (Московская обл.);
- участок 5: км 258 – км 334 в обход г. В. Волочек (Тверская обл.);
- участок 6: км 334 – км 543 в обход гг. Бологое, Окуловка (Тверская и Новгородская обл.);
- участок 7: км 543 – км 684 в обход гг. Чудово, Тосна и в СПб (Новгородская и Ленинградская обл.).

При этом плотность населения в указанных регионах (по состоянию на 2017 г.) составляет [2]:

- Московская обл. - 159,88 чел/км2;
- Тверская обл. - 15,74 чел/км2;
- Новгородская обл.- 11,42 чел/км2;
- Ленинградская обл. - 21,02 чел/км2.

Численность жителей (по состоянию на 2017 г.) в достаточно крупных (объездных) н/п по указанному маршруту, в свою очередь, составляет:

- г. Химки - 225676 чел.;
- г. В. Волочек- 49391 чел.;
- г. Бологое - 22177 чел.;
- г. Окуловка- 11330 чел.;
- г. Чудово - 16148 чел.;
- г. Тосна - 39320 чел.

Проанализировав представленные выше данные, а также аналогичные данные по некоторым участкам на магистралях А113 ЦКАД, М4 «Дон» и М1 «Беларусь» (все данные – ГК «Автодор»), можно предложить эмпирическую формулу для усредненной оценки коэффициента kлин в зависимости от плотности населения Р

$$k_{лин} = 0{,}04 + 0{,}01(n - 1), \qquad (11)$$

где n – порядковый номер интервала изменения региональной плотности населения, кратного 10; т.е. n = 1 при P = 0 – 10 чел/км2, n = 2 при P = 10 – 20 чел/км2 и т.д., nmax (для РФ) = 16 при P = 150 – 160 чел/км2.

Надо отметить, что Российской Федерации интервалы с номерами 11 - 15 по (11) являются «пустыми» ввиду отсутствия регионов с P = 100 – 150 чел/км2, т.е. после Республики Ингушетии с P = 95,94 чел/км2 (n = 10) сразу идет Московская обл. с P = 159,88 чел/км2 (nmax = 16).

Для прогнозной оценки длины ШС на объездной части принята усредненная величина коэффициента kоб, равная 0,1 (с возможным ее уточнением по мере получения новых данных от проектировщиков).

Результаты расчетов по представленной методике приведены на рисунке 1.

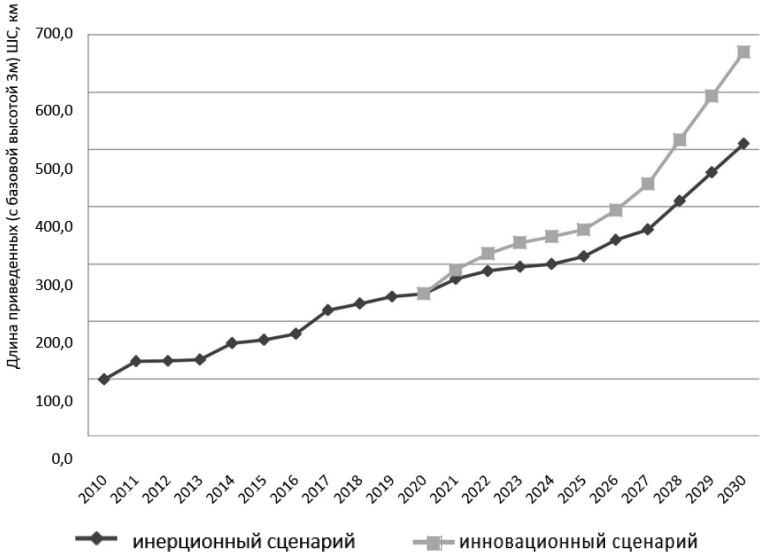


Рис. 1. Ожидаемая длина ШС по годам и сценариям

Заключение

Согласно инерционному сценарию длина ШС в 2030 г. увеличится на 418,8% по сравнению с 2010 г. (510 км в 2030 г. по сравнению с 98,3 км в 2010 г.), площадь ШС возрастёт с 295 тыс. м2 до 1530 тыс. м2. Согласно инновационному сценарию к 2030 г. длина ШС составит 670 км, что на 31,9% больше, чем при реализации инерционного сценария; при этом площадь ШС возрастёт до 2010 тыс. м2.

При этом, воспользовавшись прогнозным расчетом ШХТП и УЗ на селитебных территориях по обоим сценариям [3], можно оценить как снижение ширины санитарного разрыва во фактору транспортного шума, так и площади акустического дискомфорта за счет применения ШС на дорогах ГК Автодор.

Список литературы

1. Официальные статистические данные [Электронный ресурс] // Федеральная служба государственной статистики: веб-сайт. – Электрон. текст. и граф. дан. – 2017. – URL: www.gks.ru .

2. Сведения о регионах России. Плотность населения субъектов РФ [Электронный ресурс] // Всемирная география: веб-сайт. – Электрон. текст. дан. – 2017. – URL: http://worldgeo.ru/russia/lists/ .

3. Элькин Ю.И. Прогноз площади территории, попадающей в зону акустического дискомфорта по уровню транспортного шума, для дорог ГК Автодор на период до 2030 года // VI Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием

«Защита от повышенного шума и вибрации»: сборник трудов. – СПб.: БГТУ Военмех, 2017. – 713 с. - с. 431 - 441

УДК 534.83:629.7
OECD 02.01.IM

О проблеме шума на местности современных пассажирских самолетов

Чень Болунь[1*], Яковлев А.А.[2*], Мошков П.А.[3]
[1]Аспирант, Московского авиационного института, г. Москва, Россия
[2]Доцент, Московского авиационного института, г. Москва, Россия
[3]Инженер, АО «Гражданские самолеты Сухого», г. Москва, Россия

Аннотация

Проектирование современных гражданских самолетов невозможно без учета требований к предельно допустимым уровням по шуму в салоне и на местности. Компоновка силовой установки оказывает существенное влияние на соотношение интенсивности излучения основных источников, как в салоне самолета, так и на местности. Существенные успехи в области снижения шума двигателей определили новые для авиационной акустики направления исследований – это шум обтекания элементов планера, шум, обусловленный аэродинамической интерференцией (например, струя закрылок), а также акустические эффекты в реальных компоновках (рефракция, дифракция). В данной работе рассмотрены основные источники шума самолетов на местности для классической компоновки (двигатели на пилонах под крылом). Представлена структура программного комплекса Аэрошум (ЦАГИ), предназначенного для оценки шума самолетов на местности. На основании доступных публикаций показано влияние компоновки силовой установки на уровни шума самолета на местности, при этом существенного снижения уровней шума на местности можно достигнуть за счет интегральной аэродинамической компоновки типа «летающее крыло». Рассмотрены основные методы снижения шума вентилятора авиадвигателя..

Ключевые слова: шум самолетов на местности, аэроакустика, шум двигателей, экранирование шума, методы снижения шума, акустические измерения.

Influence of power plant configuration on community aircraft noise

Chen Bolun.[1], Yakovlev A.A.[2], Moshkov P.A.[3]*
[1]Postgraduate student, Moscow aviation institute (national research university), Moscow, Russia
[2] Associate Professor, Moscow aviation institute (national research university), Moscow, Russia
[3]Engineer, JSC «Sukhoi civil aircraft», Moscow, Russia

Abstract

The design of modern civil aircraft is impossible without taking into account the requirements for the maximum permissible levels of noise in the cabin and on the ground. The layout of the power plant has a significant impact on the ratio of the radiation intensity of the main sources, both in the cabin and on the ground. Significant advances in the field of engine noise reduction have identified new areas of research for aircraft acoustics – a noise flow around the airframe elements, noise due to aerodynamic interference (for example, the jet-flap), as well as acoustic effects in real layouts (refraction, diffraction). In this paper we consider the main sources of aircraft noise on the ground for the classical layout (engines on pylons under the wing). The structure of the software complex AERONOISE (TsAGI), designed to assess aircraft community noise. On the basis of available publications shows the influence of the layout of the power plant on the community noise levels of the aircraf, with a significant reduction in community noise levels can be achieved by an integrated aerodynamic layout of the "flying wing". The main methods of reducing the aircraft engine fan noise are considered.

Key words: *aircraft community noise, aeroacoustics, engine noise, shielding noise, reduction noise methods, acoustic measurements.*

[*]*Автор корреспондент:tempero.m@gmail.com (Яковлев А.А.)*

Введение

В настоящее время экологические показатели гражданских воздушных судов по важности уступают место лишь требованиям безопасности полета. Все гражданские самолеты проходят обязательную сертификацию для определения соответствия самолета требованиям норм ИКАО на предельно допустимые урони шума самолета на местности [1, 2], причем эти нормы постоянно ужесточаются. И вновь разрабатываемые самолеты должны быть существенно «тише» уже эксплуатируемых [3, 4]. Низкие уровни шума в салонах самолетов являются их конкурентным преимуществом [5].

1. Сертификация самолетов транспортной категории по шуму на местности

Хронология ужесточения международных требований к уровням шума магистральных самолетов на местности имеет свою историю [6]. В 1971 году появилось Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации, где в Главе 2 были сформулированы первые нормы на уровни шума самолетов. Уровни шума регламентируются в трех контрольных точках на местности, расположенных, соответственно, сбоку от взлетно-посадочной полосы и под траекториями взлета и захода на посадку (рис. 1). Единицей оценки шума самолетов с газотурбинными двигателями на местности является эффективный уровень воспринимаемого шума (EPNL) в EPNдБ.

В 1970-е годы, в связи с внедрением в гражданскую авиацию турбореактивных двигателей с высокой степенью двухконтурности, произошло снижение шумности самолетов. В ответ на это в 1978 году появились новые, более жесткие требования к уровням шума, сформулированные в Главе 3 Тома 1 Приложения 16. Эти нормы действуют и в настоящее время, однако им на смену уже приняты ИКАО в 2001 году новые нормы, известные как нормы Главы 4 стандарта ИКАО. Эти нормы жестче норм Главы 3 на 10 EPNдБ в сумме по трем контрольным точкам на местности. 31 декабря 2017 года вступили в силу требования Главы 14, которые на 7 EPNдБ жестче требований Главы 4.

Таким образом, за 47 лет, прошедшие после появления в 1971 г. первых норм, ужесточение нормативных требований ИКАО к уровням шума на местности самолетов транспортной категории составляет 37 EPNдБ в сумме по трем контрольным точкам на местности.

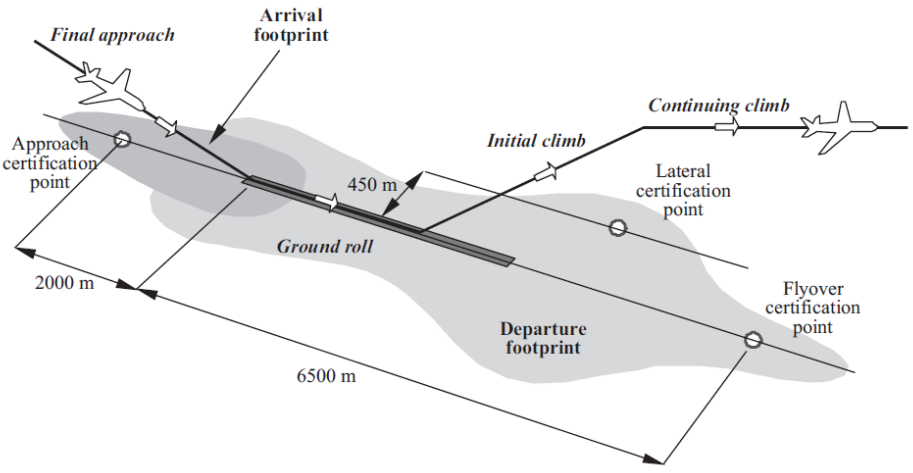


Рис. 1. Контрольные точки при сертификации самолетов по шуму на местности и типовые шумовые следы при взлете и заходе на посадку

2. Основные источники шума самолетов на местности

Основные источники внешнего шума для компоновки двигателей под крылом на пилонах представлены на рис. 2 [7]. При взлете самолета основными источниками внешнего шума самолета являются реактивная струя и вентилятор двигателя. Существенные успехи в области снижения шума силовых установок привели к тому, что при заходе на посадку (в третьей контрольной точке) для современных самолетов шум обтекания элементов планера становится соизмеримым с шумом силовой установки. В шуме обтекания планера доминирует шум механизации крыла (предкрылков и закрылков) [8–10] и шум шасси [11].

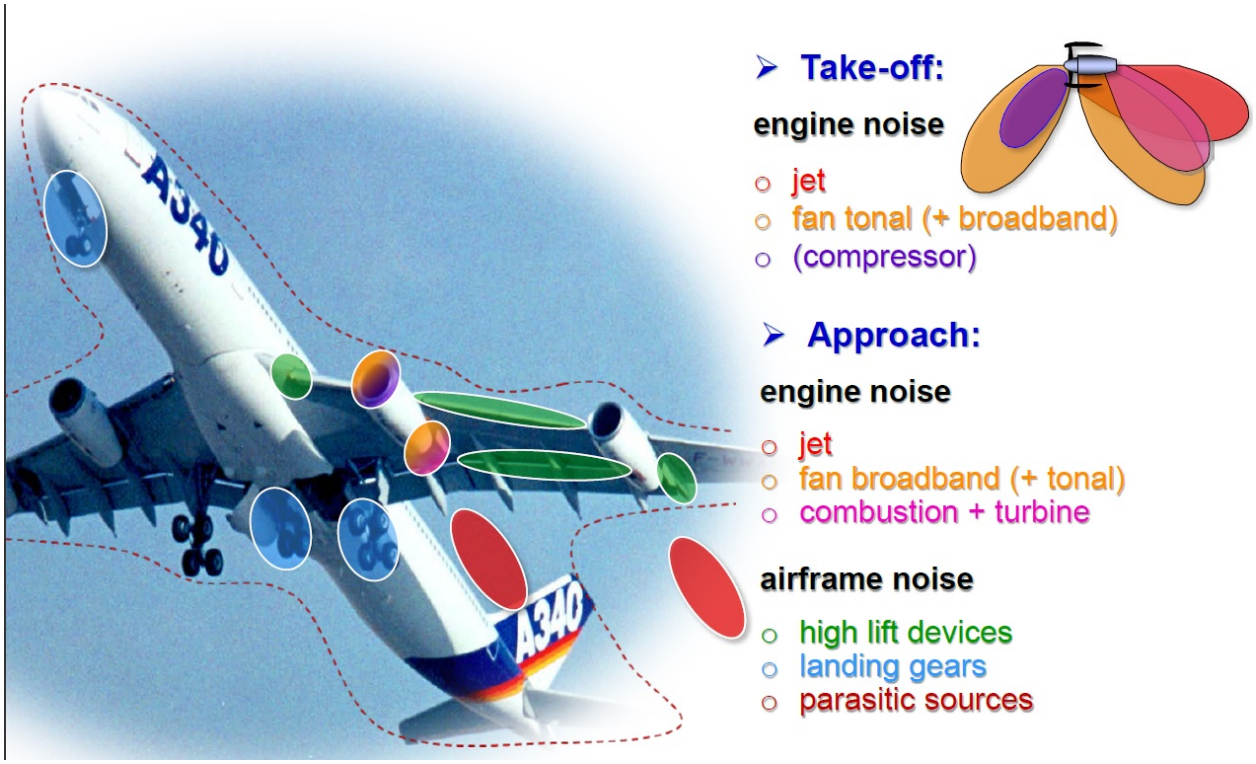


Рис. 2. Источники внешнего шума для современных самолетов транспортной категории

3. О расчетной оценке уровней шума самолетов на местности

В настоящее время существует несколько программных комплексов для расчета шума самолетов на местности, среди которых выделим ANOPP (NASA), Soprano (Евросоюз) и Аэрошум (ЦАГИ) [12–16].

Структура алгоритм 2-го уровня программного комплекса Аэрошум состоит из трех частей, в первой из которых (рис. 3) формируется банк исходных данных, который включает общие параметры и летно-технические характеристики самолета, газодинамические характеристики элементов двигателя, и матрицы снижения уровней шума источников в системах шумоглушения двигателя. Во второй части расчетного алгоритма для стационарных условий и фиксированного удаления источника определяются матрицы уровней звукового давления основных источников шума одного из двигателей силовой установки самолета. Для алгоритма 2-го уровня это — вентилятор, камера сгорания, турбина, реактивная струя. В третьей части алгоритма матрицы источников шума пересчитываются в контрольную точку на местности и корректируются на влияние изменения расстояния от самолета до точки на местности, на скорость полета самолета, на число и компоновку двигателей, на экранирование излучения источников

элементами планера самолета. При этом расчет осуществляется в следующей последовательности:

–расчет координат самолета относительно контрольной точки на местности; расчет матрицы уровней звукового давления планера самолета;

–расчет суммарной матрицы уровней звукового давления самолета, учитывающей вклад всех источников излучения;

–корректировка суммарной матрицы шума самолета в контрольной точке на местности на влияние эффекта Доплера, на поглощение звука в атмосфере и вблизи поверхности земли, на интерференцию прямого и отраженного от поверхности земли звука;

–расчет величины эффективного уровня воспринимаемого шума (EPNL).

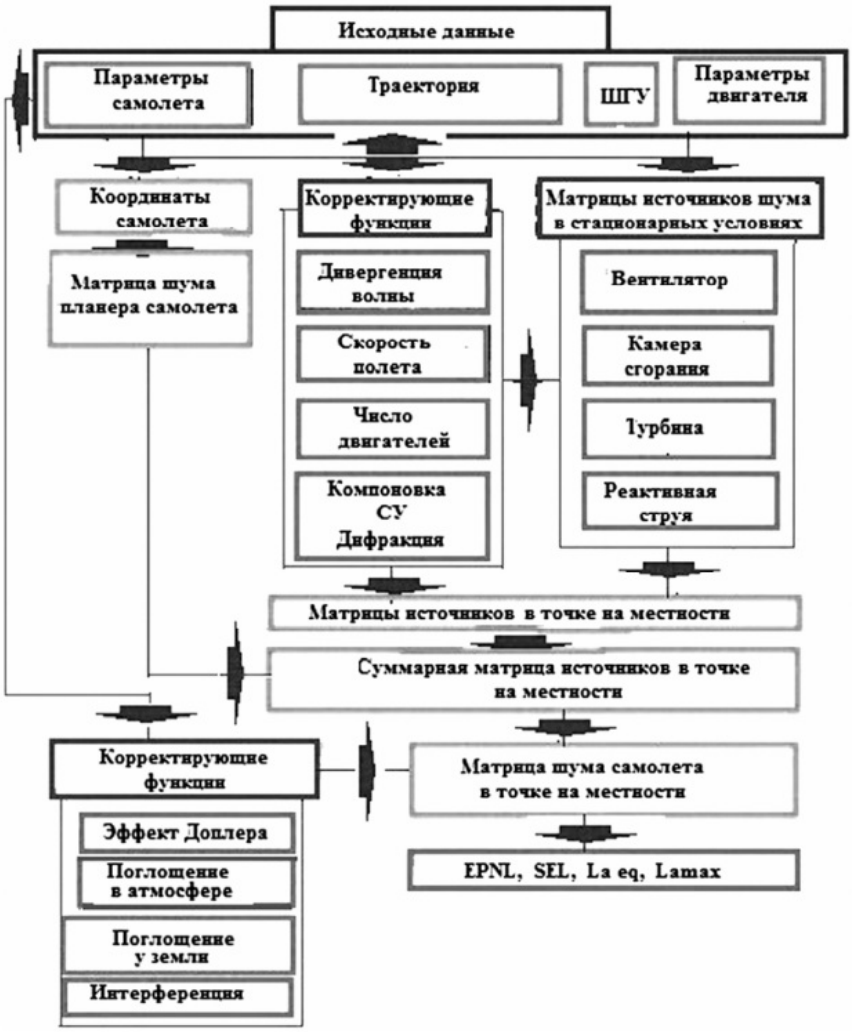


Рис. 3. Структура алгоритмов 2-го уровня программного комплекса «Аэрошум» для расчета уровней шума самолета на местности

4. Влияние компоновки силовой установки на уровни шума силовой установки на местности

Значительные успехи в области снижения шума авиационных двигателей привели к полномасштабным расчётно-экспериментальным исследованиям, направленным на разработку методов расчета и снижения шума источников, роль которых ранее в общем шуме самолетов на местности считалась незначительной. Для компоновки силовой установки на пилонах под крылом это в первую очередь шум обтекания шасси,

предкрылков и закрылков, а также шум, обусловленный аэродинамической интерференцией (в частности, «струя-закрылок» [17–20]). При расположении силовой установки над крылом можно добиться существенного снижения шума за счет экранирования акустического излучения силовой установки элементами планера самолета [21–24].

Для самолетов традиционной аэродинамической схемы с расположением двигателей в хвостовой части фюзеляжа (типа Ту-154М) снижение уровней шума на местности за счет экранирования излучения двигателей только крылом составляет до 0.7 EPNдБ в сумме по трем контрольным точкам на местности. Однако при этом экранирование шума двигателей фюзеляжем в точке сбоку от ВПП может достигать 4.5 EPNдБ, в зависимости от компоновки канала воздухозаборника центрального двигателя [12].

Значительное снижение уровней шума самолета на местности (до 13 EPNдБ в сумме по трем контрольным точкам на местности) за счет экранирования акустического излучения двигателей крылом самолета может быть получено на самолетах, выполненных по традиционной аэродинамической схеме, но при расположении двигателей над крылом (типа Бе-200) [12].

Для самолетов с интегральной компоновкой планера типа «летающее крыло» снижение уровней шума на местности только за счет экранирования излучения двигателей, расположенных над верхней поверхностью центроплана крыла, может составлять 22 EPNдБ и выше в сумме по трем контрольным точкам на местности. Эта эффективность получена без учета возможного возрастания общего уровня шума самолета за счет вклада от излучения планера, которое для интегральной компоновки может быть значительным [12].

5. Основные методы снижения шума вентилятора двигателя

Основным методом снижения шума вентилятора авиационного газотурбинного двигателя является установка звукопоглощающих конструкций (ЗПК) в канал наружного контура двигателя. Одной из актуальных задач в настоящее время является разработка ЗПК нового поколения (адаптивные, активные, нелокальные и др.), способных к мультимодальной настройке в широком диапазоне частот вращения вентилятора – это комплексная задача, относящаяся как к конструкциям, так и к материалам [25]. В частности, применение комбинированных глушителей с участком реактивного сопротивления приводит к приросту акустической эффективности глушителя шума вентилятора [26].

Шум ступени вентилятора может быть существенно снижен за счет уборки входного направляющего аппарата перед рабочим колесом (на 5–8 дБ), благодаря увеличению осевого зазора между рабочим колесом и направляющим аппаратом (на 2–4 дБ), а также за счет некоторого разворота лопаток направляющего аппарата в сторону вращения ротора (~5 дБ, [27, 28]). Известно [29], что прикрытие осевых зазоров между подвижными и неподвижными элементами бустера приводит к снижению уровня звуковой мощности вентилятора на величину до 0,6 дБ. Прикрытие осевых зазоров можно осуществить за счет применения щеточных вместо лабиринтных уплотнений.

Заключение

Проектирование современных гражданских самолетов невозможно без учета экологических требований. В зависимости от компоновки силовой установки роль различных источников в суммарном эффективном уровне воспринимаемого шума будет различной в каждой из контрольных точек. При проектировании современных самолетов необходимо выполнение комплекса научно-исследовательских работ, направленных на достижение целевых показателей самолетов по шуму на местности. В зависимости от

аэродинамической компоновки самолета перечень этих работ будет различным. Представлены основные методы снижения шума вентилятора двигателя.

Список литературы

1. Охрана окружающей среды. Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. Том 1. Авиационный шум. Изд. 7-е, ИКАО, 2014.

2. Авиационные Правила. Часть АП-36, Сертификация воздушных судов по шуму на местности. Межгосударственный авиационный комитет, 2003.

3. Дмитриев В.Г., Мунин А.Г., Самохин В.Ф., Чернышев С.Л. О приоритетах в гражданской авиации // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. 2009. № 10. С. 15-22.

4. Копьев В.Ф., Мунин А.Г., Остриков Н.Н. Проблемы создания перспективных магистральных самолетов, способных удовлетворять нормам ИКАО по шуму на местности//Труды ЦАГИ. 2014. Вып. 2739. С. 3-13.

5. Мошков П.А., Попов В.П., Рубановский В.В. Определение роли различных источников в общем уровне шума в кабине экипажа современного пассажирского самолета RRJ-95 по результатам наземных и летных испытаний // VII Всероссийская конф. «Вычислительный эксперимент в аэроакустике»: Сб. тез. докл., г. Светлогорск, Калининградская обл., 16–23 сент. 2018. М.: ИПМ им. Келдыша, 2018. С. 140–141.

6. Самохин В.Ф., Картовицкий Л.Л. Шум самолетов и двигателей: учебное пособие. – М.: МАИ. 2009. – 95 с.

7. Delfs J.W. Simulation of aircraft installation noise – a key to low noise aircraft design // Computational experiment in aeroacoustics. CEAA-2016. Svetlogorsk, Kaliningrad region, Russia, September 21–24, 2016. Book of abstracts. Moscow. Keldysh Institute. 2016. pp. 7–11.

8. Власов Е.В. Самохин В.Ф. Исследование аэродинамического шума планеров Акустический журнал. 1977. Т. 23. № 4. С. 550-556.

9. Копьев В.Ф., Зайцев М.Ю., Беляев И.В. Исследование шума обтекания крупномасштабной модели крыла с механизацией // Акустический журнал. 2016. Т. 62. № 1. С. 95-105.

10. Беляев И.В., Зайцев М.Ю., Копьев В.Ф. Влияние шевронов на шум предкрылка прямого и стреловидного крыла // Акустический журнал. 2015. Т. 61. № 6. С. 754-763.

11. Belyaev I.V., Kopiev V.F., Pankratov I.V., Zaytsev M.Y. Experimental study of a noise reduction concept for realistic landing gear geometries // 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. AIAA Paper. No. 2014–3063. 2014.

12. Дмитриев В.Г., Самохин В.Ф. Комплекс алгоритмов и программ для расчета шума самолетов на местности // Уч. зап. ЦАГИ. 2014. Т. XLV. № 2. С. 137-157.

13. Дмитриев В.Г., Самохин В.Ф. Метод сравнительной оценки шумности газотурбинных силовых установок реактивных самолетов // Уч. зап. ЦАГИ. 2018. Т. 49. № 1. С. 59-68.

14. Дмитриев В.Г., Самохин В.Ф., Маслова Н.П. Оценка уровня шума самолета на местности при заходе на посадку // Уч. зап. ЦАГИ. 2018. Т. 49. № 4. С. 112-119.

15. Filippone A. Aircraft noise prediction // Progress in Aerospace Sciences. 2014. Vol. 68. P. 27–63.

16. Bertsch L., Dobrzynski W., Guérin S. T. Tool development for low-noise aircraft design // Journal of Aircraft. 2010. Vol. 47. No. 2. P. 694–699.

17. Беляев И.В., Зайцев М.Ю., Копьев В.Ф., Остриков Н.Н., Фараносов Г.А. Исследование влияния угла отклонения закрылка на шум взаимодействия двухконтурной струи и стреловидного крыла в спутном потоке // Акустический журнал. 2017. Т. 63. № 1. С. 17-29.

18. Bychkov O., Faranosov G., Denisov S., Ostrikov N. Theoretical modeling of the excess noise due to jet-wing interaction // 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. AIAA Paper. No. 2016–2932. 2016.

19. Faranosov G., Kopiev V., Ostrikov N. The effect of pylon on the excess jet-flap interaction noise // 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. AIAA Paper. No. 2016–3043. 2016.

20. Belyaev I., Faranosov G., Ostrikov N., Paranin G. A parametric experimental study of jet-flap interaction noise for a realistic small-scale swept wing model // 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. AIAA Paper. No. 2015–2690. 2015.

21. Ostrikov N.N., Denisov S.L. Mean flow effect on shielding of noncompact aviation noise sources // 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2016

22. Ostrikov N.N., Denisov S.L. Airframe shielding of noncompact aviation noise sources: theory and experiment // 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. AIAA Paper. No. 2015–2641. 2015.

23. Остриков Н.Н., Денисов С.Л., Медведский А.Л. Экспериментальное изучение эффекта экранирования авиационных источников шума на маломасштабных моделях // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2016. № 45. С. 152-174.

24. Денисов С.Л., Корольков А.И. Исследование эффективности экранирования шума с помощью метода последовательностей максимальной длины в приложении к задачам авиационной акустики // Акустический журнал. 2017. Т. 63. № 4. С. 419-435.

25. Копьев В.Ф., Остриков Н.Н. Современные проблемы разработки эффективных ЗПК // В книге: Тезисы докладов пятой открытой всероссийской (XVII научно-технической) конференции по аэроакустике. М.: ЦАГИ. 2017. С. 67.

26. Khletskiy Yu.D. Effectiveness of combined aircraft engine noise suppressors // Acoustical Physics. 2012. Vol. 58. No 4. pp. 510-515.

27. Kaletskiy Yu.D., Pochkin Ya.S. Fan noise reduction of an aircraft engine by inclining the outlet guide vanes // Acoustical Physics. 2015. Vol. 61. No. 1. pp. 101-108.

28. Kozlov A.V., Atassi H.M., Logue M.M., Topol D.A. Effect stator vane sweep on high frequency fan noise and comparison with experiment // 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. 2015. AIAA Paper No. 2015–2519. 13 p.

29. Халецкий Ю.Д., Коржнев В.Н., Почкин Я.С. Влияние конструктивных особенностей подпорных ступеней на генерацию тонального шума вентилятора авиадвигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 3. С. 99-108.

УДК 534.8
OECD 01.03.AA

BIM стандарты и проектирование шумозащиты автодорог

Тюрина Н.В.*, Минина Н.Н., Анисимов Е.П.
ЗАО «Институт «Трансэкопроект», г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Рассмотрены изменения в основополагающих нормативно-правовых актах Российской Федерации, связанные с внедрением BIM-технологии в проектирование, даны ссылки на основные нормативные документы, содержащие требования к информационному моделированию, разработан алгоритм создания BIM-модели основных шумозащитных мероприятий, представлены элементы шумозащитных экранов и шумозащитного остекления из BIM модели автомобильной дороги.

Ключевые слова: шумозащитный экран, шумозащитное остекление, BIM модель, информационное моделирование, автомобильная дорога

BIM standards application for highways noise control

Tyurina N.V., Minina N.N., Anisimov E.P.*
Institute Transecoproject, St. Petersburg, Russia

Abstract

Russian legislative changes due to BIM modelling at design stage are presented. Nowadays standards references are done. Algorithm of noise control means BIM modelling is derived. Main elements of noise contol means BIM model are developed. Noise barriers and sound proofed windows element of a highway BIM model are presented.

Key words: *noise barrier, sound proofed windows, BIM model, building information modelling, highway*

Введение

Автомобильный транспорт и дорожно-транспортная инфраструктура являются основным источником вредного воздействия шума, доля которого в городах может достигать 80% в общем акустическом загрязнении.

Вопросы оценки и снижения вредного шумового воздействия автомобильных дорог решаются при проектировании в составе экологического обоснования, содержащего комплексную оценку состояния окружающей среды.

Оценка шумового воздействия производится на основании утвержденных нормативных методик, которые учитывают как основные параметры автотранспортного потока, такие как интенсивность движения, состав и скорость потока, тип дорожного покрытия, так и другие особенности излучения транспортного шума. При оценке распространения шума учитываются расстояние до нормируемых объектов, атмосферное затухание, поглощение поверхностью территории, экранирование естественными и искусственными сооружениями, расположенными на пути распространения шума и другие факторы. По результатам сравнения прогнозируемых уровней с допустимыми уровнями шума производится выбор необходимых мероприятий по снижению шумового воздействия.

*Автор корреспондент: ntyurina@transecoproject.ru (Тюрина Н.В.)

Наиболее эффективно проектирование мероприятий шумозащиты с использованием средств автоматизации расчетов, в частности, для проведения оценки шумового воздействия на окружающую среду, построения карт шума и разработки оптимального комплекса шумозащитных мероприятий успешно применяются такие современные программные комплексы, как АРМ Акустика и SoundPlan [1].

Повышение эффективности процесса проектирования шумозащиты осуществляется за счет внедрения BIM (Building information modelling) - технологии информационного моделирования. Суть BIM технологии заключается в создании информационной модели, содержащей географическую информацию и геометрию проектируемой автодороги, учитывающей пространственные решения, количество и характеристики строительных элементов, сметы расходов, материальных запасов и сроков реализации проекта.

На сегодняшний день введен в действие ряд нормативных документов в области BIM технологий [2,3,4,5,6,7], однако, учитывая инновационность BIM технологии, ее нормативно-правовоее обеспечение сформировано пока не в полном объеме.

В соответствии с указом Президента РФ от 7 мая 2018 г. № 204 "О национальных целях и стратегических задачах развития Российской Федерации на период до 2024 года" для осуществления прорывного научно-технологического и социально-экономического развития РФ Правительство РФ должно обеспечить до 2024 года внедрение новых технических требований и стандартов обустройства автомобильных дорог, в том числе на основе цифровых технологий. Одной из инновационных технология является BIM (Building information modelling) моделирование.

1. Нормативно-правовое обеспечение BIM технологий

Во исполнение поручения Президента РФ от 19.07.18 №Пр-1235 с целью внедрения технологии информационного моделирования в строительстве и перехода к системе управления жизненным циклом объектов капитального строительства с помощью BIM-технологий разработан проект федерального закона «О внесении изменений в Градостроительный кодекс РФ и отдельные законодательные акты Российской Федерации в части внедрения технологий информационного моделирования в сфере строительства». В законопроекте предусмотрено введение в Градкодексе таких понятий как «информационная модель», «информационное моделирование», «классификатор строительной информации».

Согласно вносимым в Градкодекс изменениям в случаях, установленных Правительством РФ, застройщик или технический заказчик обеспечивает создание и ведение информационной модели, включающей в себя все сведения, документы и материалы об объекте капитального строительства, формируемые при проведении инженерных изысканий, обосновании инвестиций, проектировании объекта капитального строительства.

Классификатор строительной информации предназначен для обеспечения информационной поддержки задач, связанных с классификацией и кодированием строительной информации в целях автоматизации процессов выполнения инженерных изысканий, обоснования инвестиций, проектирования, строительства, реконструкции, капитального ремонта, эксплуатации и сноса объектов капитального строительства, а также выполнения государственных функций по выработке и реализации государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере строительства, архитектуры, градостроительства.

В проекте федерального закона установлены полномочия субъектов градостроительных отношений применительно к информационному моделированию на всех этапах жизненного цикла объекта капитального строительства, устанавливается

порядок обмена данными об объекте капитального строительства с использованием существующих государственных информационных систем (ГИС), в том числе с помощью ГИС «Единый государственный реестр заключений экспертизы проектной доукментации объектов капитального строительства (ГИС ЕГРЗ).

Формирование BIM модели при проектировании автомобильной дороги следует выполнять с учетом ОДМ 218.3.105-2018 «Методические рекомендации по организации взаимодействия участников разработки проектной и рабочей документации на пилотных проектах строительства, капитального ремонта и реконструкции автомобильных дорог с применением BIM-технологии».

2. Алгоритм создания информационной модели шумозащитных мероприятий

Акустические экраны и шумозащитное остекление, являясь наиболее распространенными шумозащитными мероприятиями, включаются в общую информационную модель автомобильной дороги, разработана библиотека элементов шумозащитных экранов и шумозащитного остекления. Алгоритм создания информационной модели шумозащитных мероприятий следующий.

1. Разработка карт шума: импорт планов и информации об отметках высот в формате dxf/dbf в программу по расчету акустического воздействия (рис. 1), создание цифровой модели местности и застройки (рис. 2), введение параметров источников шума и застройки, выполнение акустического расчета, подбор шумозащитных мероприятий и построение карт шума.

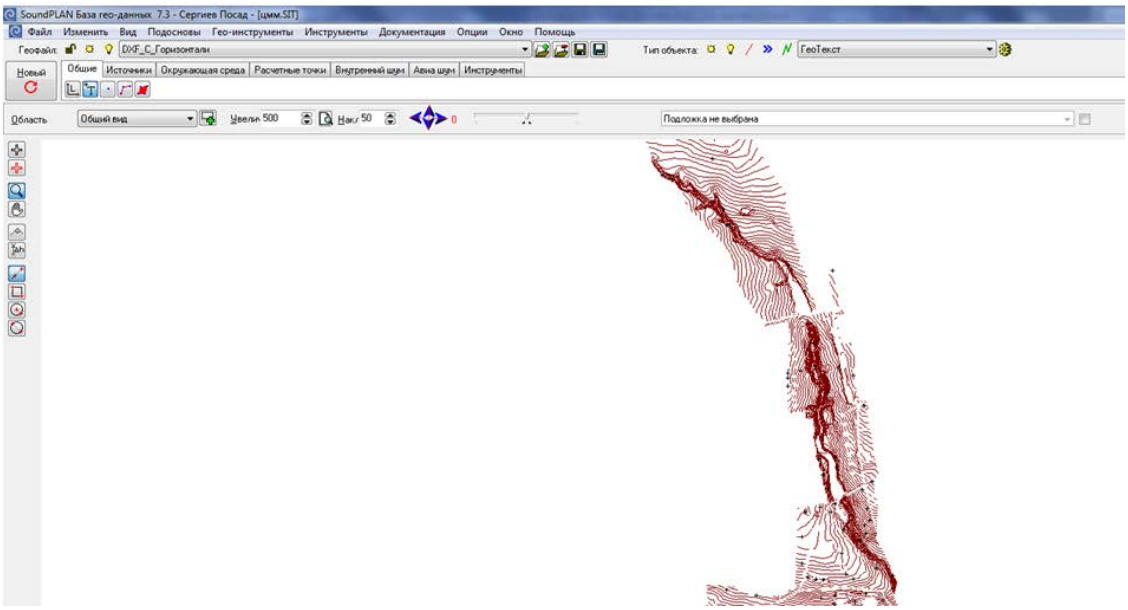


Рис. 1. Импорт информации об отметках высот

Карты шума являются действенным инструментом при разработке шумозащитных мероприятий, поскольку они позволяют произвести оценку существующих и перспективных уровней шума вблизи проектируемой автомобильной дороги, определить требования к шумозащитным мероприятиям и произвести выбор оптимальных шумозащитных мероприятий для объектов, нормируемых по шуму.

На данном этапе в качестве исходных данных задаются параметры движения: интенсивность, скорость потока, доля грузовых автомобилей, а также параметры дороги: ширина дороги, ширина разделительной линии, тип покрытия, наличие эстакадных участков, уклон дороги. Для зданий вводится высота здания в целом или количество этажей и их высота, а также задается функциональное назначение здания. По введенным данным производится расчет уровней звука и формирование карт шума. Карты шума представлются на разных высотах и наиболее наглядным способом представляют информацию об акустической ситуации на территории, прилегающей к проектируемой автомобильной дороге. На картах шума представляются изолинии равных уровней звука, которые показывают расчетные уровни шума в жилой застройке.

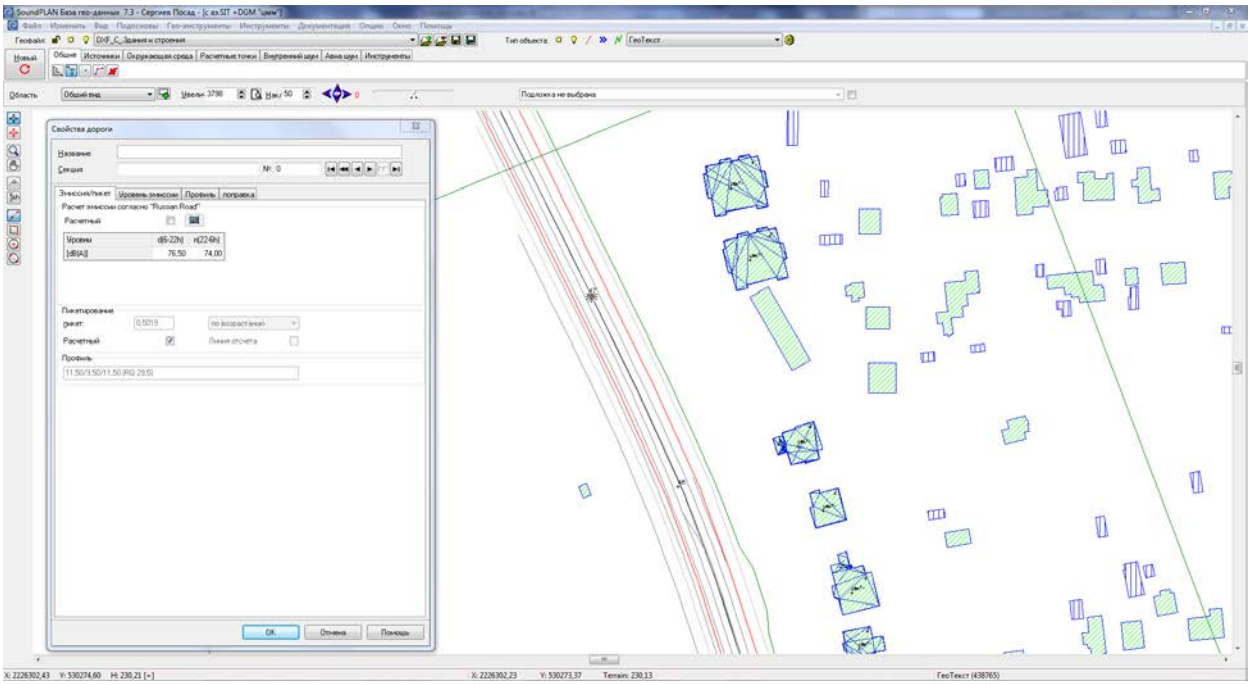


Рис. 2. Диалоговое окно выбора и/или расчета параметров автодороги

Для снижения транспортного шума наиболее часто предусматриваются следующие шумозащитные мероприятия:

- устройство шумозащитных сооружений (экранов из различных материалов, барьеров, валов и пр.); акустический расчет проводится до и после установки акустического экрана;
- шумозащитное остекление жилых зданий.

2.В программном комплексе Revit разрабатываются модели шумозащитных экранов и шумозащитного остекления жилых зданий. Для ускорения процесса создания информационной модели шумозащитных мероприятий разрабатываются необходимые семейства оконных блоков и шумозащитных экранов, создаются библиотеки элементов. Конструкции основных элементов модели зданий (фундамент, крыша, стены, входные группы) представляются принципиально, при их создании используются стандартные семейства Revit.

3. Создание модели распространения шума в Civil 3D, включая импорт границы расчета и линий достижения ПДУ на разных высотах в Civil 3d;

4. Экспорт треугольников и линий высот геодезической съемки и проектных поверхностей из сводной модели в отдельный файл Civil 3d, создание объединенной поверхности на основе экспортированных треугольников и линий высот, создание новой поверхности на основе объединенной. В качестве границ используются границы расчета Soundplan и линии достижения ПДУ на разных высотах.

5. Экспорт поверхностей равных уровней шума из Civil 3d в формат nwc. Далее построенная модель экспортирует поверхности в формат Navisworks Exporters.

6. При помощи опций программы Navisworks выполняется отслеживание коллизий, например, можно оценить, пересекает ли свайный фундамент экрана существующие и проектируемые сети.

7. Информационная модель шумозащитных мероприятий и, в целом, автодороги, созданная при проектировании, дополняется на этапе стоительства и эксплуатации автодороги, позволяя на всех этапах жизненного цикла учитывать оперативные изменения и отслеживать коллизии.

Пример модели шумозащитного экрана и его элементов представлен на рис. 3.

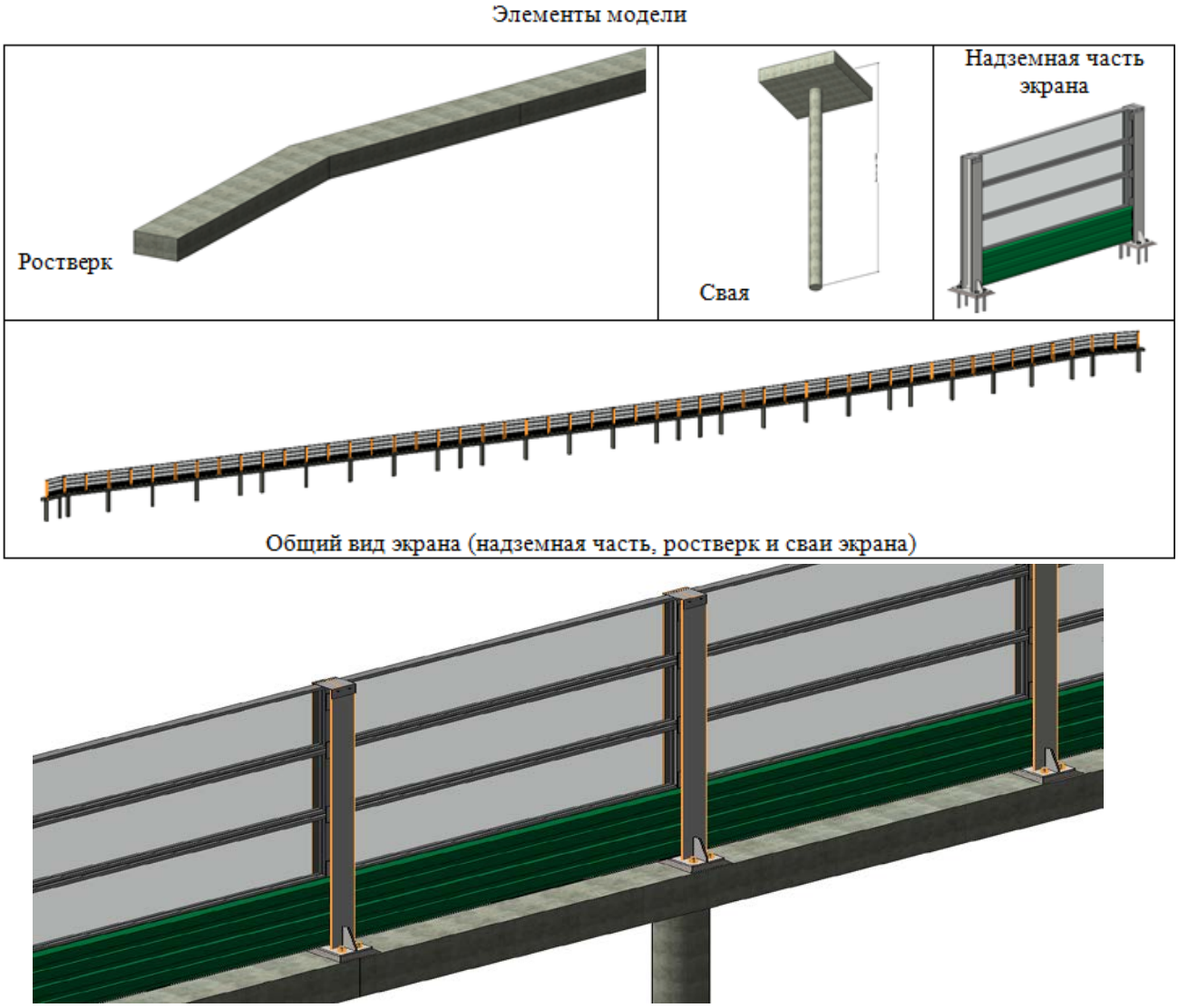
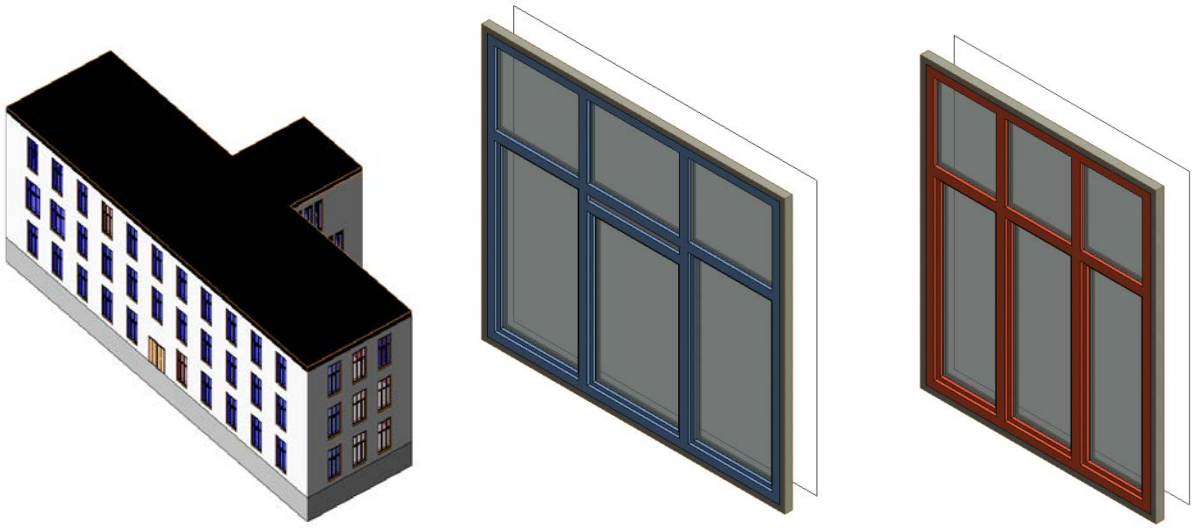


Рис.3. Общий вид шумозащитного экрана и его элементов

Заключение

Наиболее инновационным подходом в современном проектировании шумозащитных мероприятий является информационное моделирование, то есть создание BIM модели шумозащитных мероприятий в составе BIM-модели проектируемого сооружения. Авторами разработан алгоритм создания BIM-модели шумозащитного экрана

и шумозащитного остекления, разрабатываемой при проектировании. В рамках формирования информационной модели шумозащитных мероприятий автомобильной дороги создана библиотека элементов шумозащитных экранов и шумозащитного остекления.



а) б) в)

Рис. 4. Общий вид оконного заполнения в шумозащитном здании (а); шумозащитное окно, содержащее проветривающее шумозащитное устройство (б); обычное окно, без проветривающего шумозащитного устройства (в)

Список литературы

1. Тюрина Н.В., Буторина М.В., Анисимов А.П. Шумозащитные мероприятия при проектировании автодорог с использованием BIM// Дороги. Инновации в строительстве. -2016. -№ 53. -с.57-59
2. СП 301.1325800.2017 «Информационное моделирование в строительстве. Правила организации работ производственно-техническими отделами»
3. СП 328.1325800.2017 «Информационное моделирование в строительстве. Правила описания компонентов информационной модели»
4. СП 331.1325800.2017 «Информационное моделирование в строительстве. Правила обмена между информационными моделями объектов и моделями, используемыми в программных комплексах»
5. СП 333.1325800.2017 Информационное моделирование в строительстве. Правила формирования информационной модели объектов на различных стадиях жизненного цикла»
6. ГОСТ Р 57311-2016 «Моделирование информационное в строительстве. Требования к эксплуатационной документации объектов завершенного строительства»
7. ОДМ 218.3.105-2018 «Методические рекомендации по организации взаимодействия участников разработки проектной и рабочей документации на пилотных проектах строительства, капитального ремонта и реконструкции автомобильных дорог с применением BIM-технологии».

УДК 534.8.081.7
OECD 01.03.AA

Анализ звукоизолирующих характеристик однопустотных перегородочных камней

Пименов И.К.[1*], Дементьев Н.А.[2], Кузнецова А.Д.[3]
[1]Профессор, Государственного морского технического университета, г. Санкт-Петербург, Россия
[2] Инженер-акустик, ООО Акустическое бюро «САЙЛЕНС», г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Ассистент, Государственного морского технического университета, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В настоящее время при проектировании жилых и общественных зданий, т.е. тех объектов, где нормируются показатели звукоизоляции, используется весьма широкий перечень конструкций перегородочных камней. Основной целью данной работы является выявление параметров, определяющих нормативные показатели звукоизоляции пустотных перегородочных камней. Анализ методик расчета звукоизоляционных характеристик перегородочных камней показывает, что отсутствуют утвержденные методики расчета пустотных камней с формой полости отличной от цилиндра.

Выполненный анализ большого массива экспериментальных данных по частотным характеристикам перегородочных камней и соответствующим им индексам изоляции воздушного шума показал, что в области средних частот существует провал частотной характеристики звукоизоляции, который определяет значения Rw. Незначительно повлиять на этот провал можно меняя форму полости и выполняя пустотные камни из вспененных материалов малой плотности.

Ключевые слова: перегородочный камень, индекс звукоизоляции, резонансные свойства

Analysis of sound-insulating properties of single-cavity partition stones

Pimenov I.K.[1], Dementev N.A.[2], Kuznetsova A.D.[3]*
[1]Professor, State marine technical University, St. Petersburg, Russia
[2] Engineer, OOO Acoustic bureau «SILENCE», Saint-Petersburg, Russia
[3]Assistant, State marine technical University, St. Petersburg, Russia

Abstract

Currently, in the design of residential and public buildings, i.e. those objects where sound insulation is normalized, a very wide range of designs of partition stones is used. The main purpose of this work is to identify the parameters that determine the regulatory indicators of sound insulation of hollow partition stones. Analysis of methods of calculation of sound insulation characteristics of partition stones shows that there are no approved methods of calculation of hollow stones with a cavity shape different from the cylinder.

The analysis of a large array of experimental data on the frequency characteristics of the partition stones and the corresponding indices of air noise isolation showed that in the region of medium frequencies there is a failure of the frequency characteristics of sound insulation, which determines the values of Rw. Slightly affect this failure can be changing the shape of the cavity and performing hollow stones from foamed materials of low density.

Key words: *partition stone, sound insulation index, resonance properties.*

[*]*Автор корреспондент: ikpimenov@list.ru (Пименов И.К.)*

Введение

Перегородочные камни, применяемые в современном строительстве, можно разделить на две большие группы: сплошные и пустотные. Учитывая необходимость предоставления протоколов сертификационных испытаний для обоснования проектных решений и некоторое отличие расчетных и измеренных значений индекса изоляции воздушного шума, дальнейший анализ опирается на результаты испытаний различных видов толстостенных перегородок.

1. Анализ типовых перегородочных камней

На рис. 1 сведены зависимости индекса изоляции воздушного шума различных перегородок от их толщины, взятые из протоколов сертификационных испытаний аккредитованных испытательных лабораторий [11]. Синим цветом приведены значения, относящиеся к сплошным перегородочным камням, красным – к пустотным. Видна некоторая монотонность этой зависимости до толщин около 200мм, с последующим выходом на практически горизонтальную асимптоту.

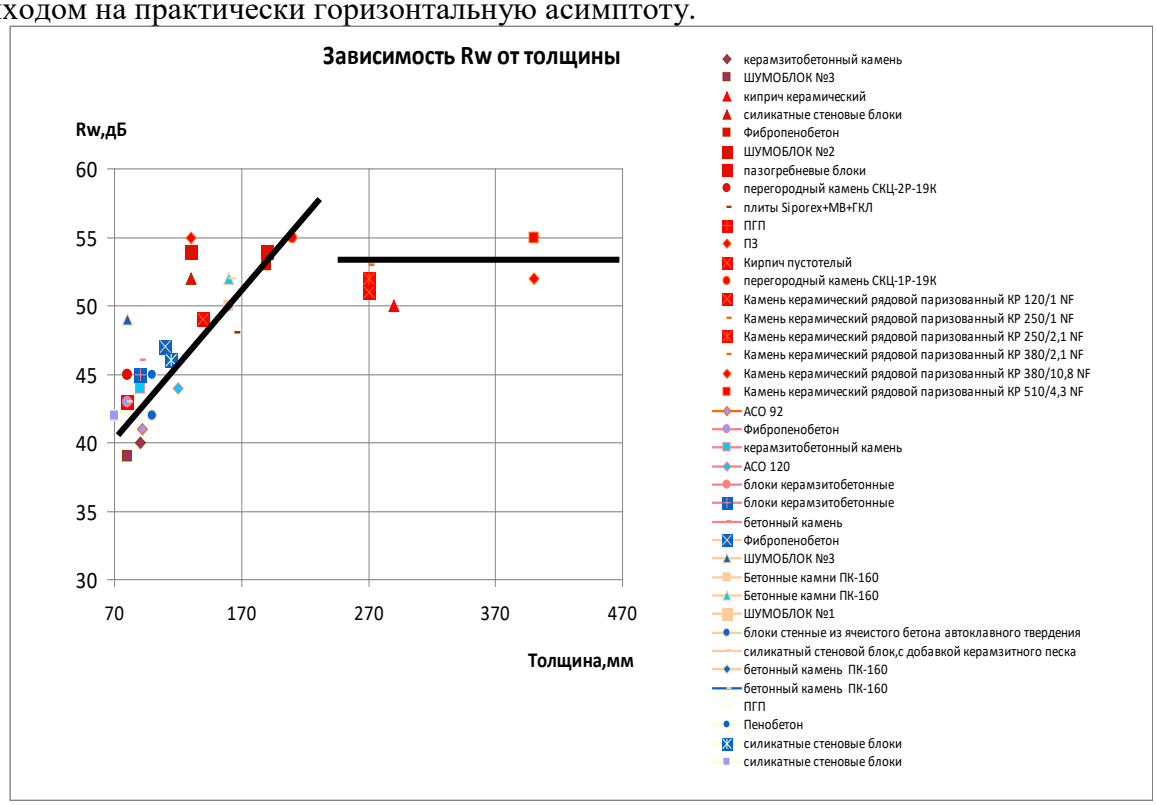


Рис. 1. Зависимость R_w от толщины сплошных и пустотных блоков.

Из рис. 1 также видна некоторая предпочтительность пустотных блоков над сплошными, хотя при толщинах менее 100мм указанное предпочтение неочевидно.

В несколько увеличенном масштабе и в актуальном диапазоне толщин до 200мм это повторено на рис. 2, где также произведена формальная линейная аппроксимация зависимости в виде функции

$$R_w = 0{,}1h[\text{мм}] + 35\text{дБ}, \quad (1)$$

Достоверность приведенной аппроксимации невелика – около 60% с разбросом около ±4дБ и поэтому непригодна для практического использования и только свидетельствует об очевидной зависимости, что с увеличением толщины перегородки растет значение индекса изоляции R_w.

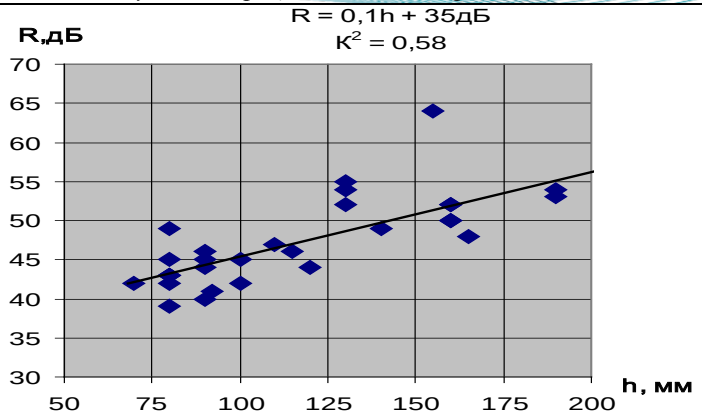


Рис. 2. Зависимость R_w от толщины сплошных и пустотных блоков.

Преимущества пустотных камней над сплошными наиболее очевидны из представленной на рис. 3 зависимости индекса изоляции R_w от поверхностной плотности преграды, известной в акустике [8,9] как частотно-зависимый закон «массы», который гласит, что звукоизоляция пропорциональна частоте проникающего звука и погонной массе препятствия.

Из рис. 3 видно, что пустотные перегородочные камни (красные обозначения) при схожих поверхностных массах существенно выигрывают в значениях индексов изоляции R_w по отношению к сплошным блокам (синие обозначения).

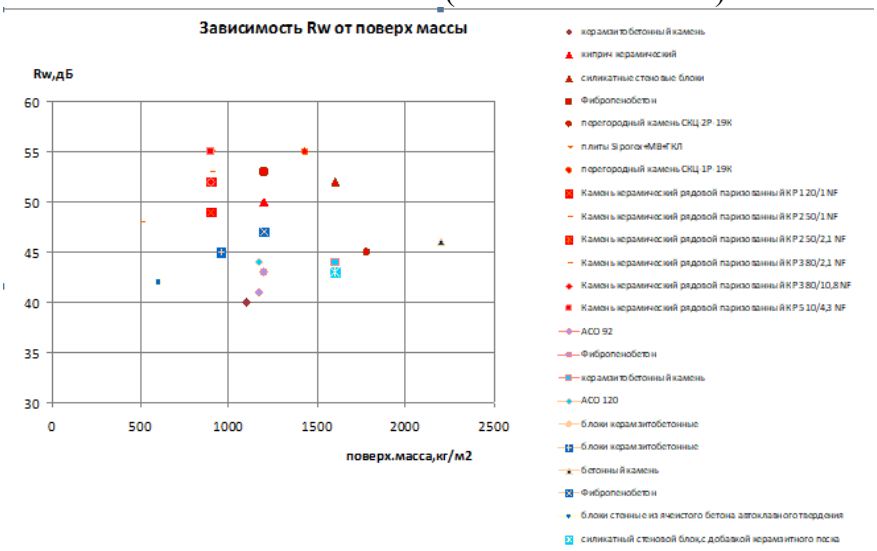


Рис. 3. Зависимость R_w от поверхностной массы блоков.

2. Выявление параметров, определяющих звукоизоляцию перегородочных камней

Анализ параметров влияющих на звукоизоляцию пустотных перегородочных камней (внешний вид одного из пустотных перегородочных камней показан на рис.4) следует начать с рассмотрения частотных характеристик. На рис. 5 - рис.6 приведены частотные характеристика звукоизоляции различных перегородок [11], сопоставленные с оценочными кривыми.

Рис. 4. Вид пустотного перегородочного камня

Для всех частотных характеристик область неблагоприятных отклонений лежит в среднем диапазоне частот приблизительно от 315Гц до 1,2кГц. Из этого следует, что повышать звукоизоляцию перегородочных камней следует в указанном диапазоне. Увеличение звукоизоляции на высоких частотах (свыше 1,6кГц за счет повышения, например звукопоглощающих свойств материала с использованием специальных добавок) или на низких частотах (ниже 250Гц, обычно за счет утяжеления конструкции) является нецелесообразным, т.к. не повлияет на величину R_w.

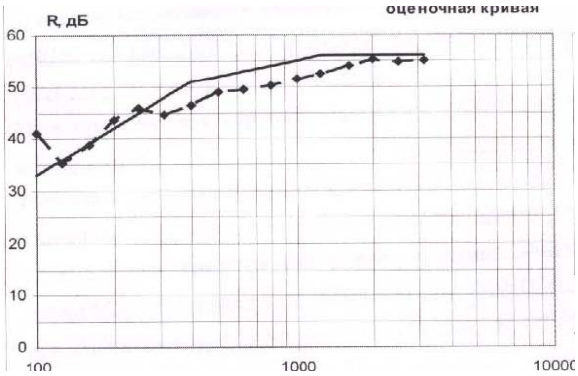


Рис. 5. Частотная характеристика звукоизоляции пустотного бетонный камень ПК-160 R_w=50дБ

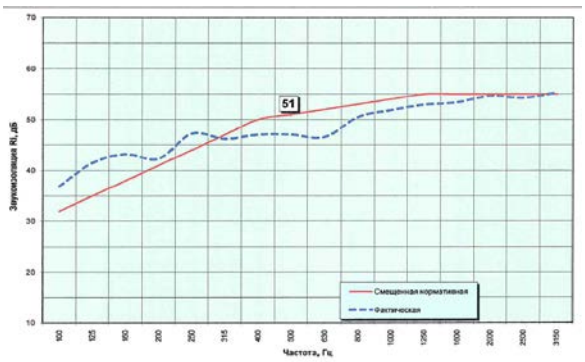


Рис. 6. Частотная характеристика звукоизоляции пустотного перегородочного камня СКЦ-1Р-19К R_w=54дБ

Методика расчета индексов изоляции воздушного шума толстостенных конструкций ориентирована на то, чтобы в частотной характеристике звукоизоляции ограждающей конструкции не было заметных провалов в частотном диапазоне разговорной речи. Поэтому данная графоаналитическая методика учитывает особенности звукоизоляции в частотном диапазоне 100Гц-3,1кГц и оперирует понятием неблагоприятных отклонений от установленной оценочной кривой [2].

Принятая методика расчета обладает рядом существенных ограничений, под которые попадают, в первую очередь, широко применяемые в настоящее время газобетонные блоки с плотностью 400кг/м^3 и для перегородочных камней, форма пустот, в которых отличается от круглых.

Рассматриваемый перегородочный камень, представленный на рис.4, имеет плотность материала либо 2200кг/м^3 (для бетонов), либо 1600кг/м3 (для керамзитобетонов), т.е. в любом случае не подпадает под эти ограничения методики расчета. Однако, камень является однопустотным, форма полости, которого очень существенно отлична от круглой, что должно заметно снизить величину коэффициента К2 [2], но, как отмечено выше, утвержденной методики учета формы полостей не существует.

Пренебрегая этим ограничением, для рассматриваемого камня оценим по известной методике п.9.1 [2] индекс изоляции воздушного шума. Приведенная толщина

блока составила значение 58мм, К=1,3. Индекс изоляции воздушного шума, определенный по частотной характеристике изоляции перегородочного камня составил величину R_w=41дБ. Расчет по приближенной формуле ([2] R_w = 37 lg(m) + 55 lgK - 43) дает значение R_w=42дБ. Следует отметить, что на построенной частотной характеристике изоляции перегородки отсутствуют провалы.

Учитывая основную особенность рассматриваемого перегородочного камня - его однопустотность (причем ее форма плоская) можно рассматривать данную конструкции как двустенную с воздушным промежутком между ними, естественно пренебрегая несколькими ограничениями, приведенными в методических документах [2,4,5]. В частности, двойные стенки/перегородки из камней не подразумевают наличия связей между ними, кроме как через перекрытия здания, а двойные тонколистовые перегородки для нормальной звукоизоляции должны отстоять друг от друга не менее 40мм иметь шаг между связывающими их узлами не менее 0,8м. Тем не менее, параметры рассматриваемого пустотного камня отличаются от указанных в 1,5- 3 раза (толщина воздушного промежутка 30мм и протяженность полости 0,29м), что в исследовательских целях позволяет апробировать известные методики расчета к данному объекту.

В рамках второго подхода было выполнено построение частотной характеристики двойной стены как для объемно блочного здания [4,6] со следующими параметрами $h_{ст}$=25мм, расстояние между ними d=30мм, плотность материала 2400кг/м3, модуль упругости $E=3*10^{10}$Па. Значение величины R_w=44дБ. Расчет по приближенной формуле [4] дает значение R_w=42дБ.

Толщина стенки блока равная 25мм практически совпадает с толщинами сдвоенных гипсокартонных листов широко используемых в конструкциях перегородок, что позволяет в качестве второго подхода применить методику п.9.3 [2] расчета частотной характеристики изоляции двух тонких листов. В указанном пункте методики наиболее массивные листы — это асбоцементные плиты (АЦП) плотностью 2100кг/м^3, что достаточно близко к плотности материала рассматриваемого перегородочного камня. Для этих параметров частота f_c=720Гц (критическая частота, на которой проявляется провал звукоизоляции тонкостенных конструкций).

Следует отметить, что на построенной частотной характеристике изоляции перегородки провал наблюдается на частоте 800Гц (точное значение 720Гц).

Расчет по п.9.3 [2] как для двойных стен, состоящих из одинаковых панелей с воздушным промежутком между ними не менее 40мм основан на расчете R_w для одной стены (в данном случае 25мм из бетона плотностью 2400кг/м^3 R_w=24дБ) и прибавления к указанному значению 8дБ, дает явно заниженное значение R_w=24+8=32дБ, что связано с тем, что стенка блока толщиной 25мм не может рассматриваться как толстостенная конструкция.

Расчетные значения индексов изоляции воздушного шума, полученные по разным методикам, с учетом выхода за их ограничительные параметры, представлены в табл.1. Как видно из табл.1 значения индексов не очень сильно отличаются друг от друга и с некоторым приближением позволяют ориентироваться на значение R_w=43дБ, соответствующее нормативу для межкомнатных перегородок.

Таблица 1

Расчетные значения индекса изоляции воздушного шума перегородочного камня

пп методики	**Формула/ЧХ**	**R_w,дБ**
п.9.1 [2]	Частотная характеристика	41
	приближенный	42
[4,6]	Частотная характеристика	44
	приближенный	42
п.9.3 [2]	Частотная характеристика	43
Измерения, выполненные для сплошной перегородки помещения, расположенном на 2-м этаже [12]		40

Следует отметить, что традиционно, расчеты выполненные, даже по простейшей методике расчета (п.9.3 [2]) дают значение R_w на 2-5дБ ниже представляемых в протоколах сертификационных испытаний. Отмеченное расхождение связано в основном с 3-мя причинами:

- необходимо учитывать изменение звукоизоляции ΔR за счет увеличения или уменьшения косвенной передачи звука через примыкающие конструкции, в том числе через полости многопустотных перекрытий, широко применяемых в домостроении.
- тщательной процедурой выполнения кладки из перегородочных камней в проеме звукомерных камер, выполняемых специалистами;
- отсутствием регламентированной процедуры отбора образцов для проведения сертификационных испытаний, в результате чего возможна более тщательная подготовка испытуемых образцов камней по сравнению с серийными экземплярами.

Как известно резонансные свойства элементов препятствия могут существенно снизить его звукоизолирующие свойства. Резонансные свойства камня будут проявляться на следующих частотах:

- полуволновой резонанс по толщине воздушной полости камня d=30мм равный приблизительно 5,6кГц лежит выше интересующего нас частотного диапазона,
- полуволновой резонанс по длине воздушной полости камня d=145мм равный приблизительно 1,2кГц лежит на границе интересующего нас частотного диапазона, т.е проявляется как резонанс объема и теоретически может незначительно повлиять на частотную характеристику изоляции, в частотном диапазоне определяющем R_w.

*Примечание. Конструктивная особенность однопустотного камня заключается в том, что пустотный объем, по сути, разбит на две полости шириной 145мм, соединяемых узкой воздушной щелью, которая не позволяет возникать стоячей звуковой волне по всей ширине полости равной 2*145+30=320мм. При отсутствии этой щели полуволновой резонанс мог бы наблюдаться на частоте 500-600Гц.*

- полуволновой резонанс по толщине стенки камня d=25мм лежит выше 20кГц, что выше интересующего нас частотного диапазона,
- полуволновой резонанс по толщине камня в целом d=80мм лежит в пределах 15-20кГц, что выше интересующего нас частотного диапазона,
- критическая частота стенки камня толщиной 25мм, в зависимости от модуля упругости материала камня принимает значения от 500Гц до 800Гц и, следовательно, попадает в частотный диапазон неблагоприятных отклонений от оценочной кривой изоляции воздушного шума.

Таким образом, из всех перечисленных резонансов элементов пустотного камня, наиболее существенным является критическая частота стенки камня. В [8] приводятся экспериментальные данные иллюстрирующие провал частотной характеристики изоляции пустотного перекрытия на критической частоте стенки этого перекрытия и указывается, что снижение индекса изоляции воздушного шума наблюдается на 1,5-2дБ.

Критическая частота $f_{кр}$ зависит от скорости звука в воздухе со, толщины стенки d и свойств материала: плотности ρ и модуля упругости *E* [10]:

$$f_{кр} = \frac{c_0^2}{1{,}8 * d} * \sqrt{\frac{\rho}{E}}, \qquad (2)$$

Из которой видно, что для вывода $f_{кр}$ из частотного диапазона от 315Гц до 1,2кГц надо приблизительно в 2 раза либо уменьшить, либо увеличить толщину стенки.

Первое невозможно из-за уменьшения несущей способности перегородки.

Второе невозможно при существующей общей толщине перегородочного камня равной 80мм. Для более толстых перегородочных камней этот путь возможен, но ведет к заметному увеличению массы конструкции в целом.

Варьирование плотностью и модулем упругости материала несколько затруднено, т.к. эти показатели входят под корень выражения, и, следовательно, для достижения требуемого эффекта должны быть изменены не менее чем в 4 раза.

Учитывая, что по требованиям [7] санитарно-технические приборы не допускается крепить к общей стенке жилой комнаты чужой квартиры, что приводит к проектным решениям в виде двойных стенок $R_{wдв}$ на относе, звукоизоляция которых определяется простым соотношением $R_{wодн}$+8дБ [3], то оптимальным является ориентация конструкции перегородочных камней на 43+1дБ, которые можно использовать как межкомнатные так и межквартирные.

3. Предложения по улучшению и оптимизации звукоизолирующих характеристик перегородочных камней

Необходимо отметить, что данные рекомендации касаются только акустических свойств перегородочного камня практически без учета его теплоизоляционных свойств (обычно они идут в паре со звукоизоляционными свойствами), прочностных свойств (обычно они противоположны звукоизоляционным свойствам) и экономического аспекта.

1) Количественный анализ представленный выше, подтвердил практически очевидное положение, что пустотные перегородочные камни характеризуются индексом изоляции R_w на 5-7дБ выше, чем сплошные с той же поверхностной массой перегородки (см.Рис. 1).

2) Увеличение диссипативных свойств (коэффициента механических потерь) материала камня нецелесообразно, т.к. это может повлиять на звукоизоляцию только в области высоких частот, которая не определяет индекс изоляции R_w.

3) Изменять параметры плотности материала ρ и модуля упругости E имеет смысл только кардинально – приблизительно в 2 раза с целью выведения критической частоты стенки камня из области неблагоприятных отклонений. При этом, учитывая , что существенное увеличение плотности материала ρ и модуля упругости E практически недостижимая задача, то следует исследовать вопрос:

- снижения плотности материала, т.е изготавливать пустотные камни из вспененных бетонов, не забывая также что R_w зависит от поверхностной массы,
- снижения модуля упругости материала перегородочного камня, которое ограничено только прочностными свойствами камня и применительно к перегородкам можно ожидать, что здесь существует определенный резерв.

4) Представляется целесообразным увеличение жесткости стенок пустотных камней за счет:

- либо выполнение 3-х плоских несвязанных плоских пустот,
- либо отход от плоских пустот и переход к цилиндрическим (также известные проектные решения), которые увеличат жесткость стенок и тем самым сдвинут частоту провала (критическую частоту стенки в область высоких частот).

5) Учитывая массовую потребность в перегородках всего с несколькими значениями R_w, а также с учетом влияния перекрытий и качества монтажа, при разработке и изготовлении перегородочных камней следует ориентироваться на три значения R_w: **(43+1)дБ, (47+1)дБ и (52+1)дБ.**

Заключение

Проведенный анализ методик расчета звукоизоляционных характеристик перегородочных камней показал, что нет утвержденных методик расчета пустотных камней с формой полости отличной от цилиндра.

Использованные в данном анализе методики не отражают влияние формы полости и по большому счету применимы только к полостям с ярко выраженной плоскостной конфигурацией, к которым и относится анализируемый камень.

Расчетные значения индексов изоляции воздушного шума для рассматриваемого перегородочного камня, полученные по разным методикам, с учетом выхода за их ограничительные параметры не очень сильно отличаются друг от друга и с некоторым приближением позволяют ориентироваться на значение R_w=43дБ.

Выполненный анализ большого массива экспериментальных данных по частотным характеристикам перегородочных камней и соответствующим им индексам изоляции воздушного шума показал, что в области средних частот есть провал частотной характеристики звукоизоляции, который определяет значения R_w. Незначительно повлиять на этот провал можно меняя форму полости и выполняя пустотные камни из вспененных материалов малой плотности.

Список литературы

1. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003.

2. СП 275.1325800.2016. Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции.

3. СНиП 23-03-2003 Защита от шума.

4. Руководство по расчету и проектированию звукоизоляции ограждающих конструкций зданий. НИИСФ Госстроя СССР,1983.

5. Пособие к МГСН 2.04-97. Проектирование ЗИ ограждающих конструкций жилых и общественных зданий.

6. Пособие по расчету и проектированию теплозвукоизоляции ограждающих конструкций объемно-блочных зданий (к СНиП II-12-77 и СНиП II-3-79**). М., Строиздат,1989.

7. СанПиН 2.1.2.2645-10. Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях. (СанПиН 2.1.2.2801-10. Изменения и дополнения № 1 к СанПиН 2.1.2.2645-10)

8. Крейтан В.Г Обеспечение звукоизоляции при конструировании жилых зданий. М., Стройиздат, 1980.

9. Крейтан В.Г Защита от внутренних шумов в жилых домах. М., Стройиздат, 1990.

10. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция. Л.Судостроение.1978.

11. Протоколы сертификационных испытаний перегородочных камней.

12. Протокол ООО «Акустическое бюро «САЙЛЕНС» №390 от 07.04.15 «Измерение индекса воздушного шума внутренних ограждающих конструкций в натурных условиях».

13. Кузнецова А.Д., Пальникова О.В., Пименов И.К. Анализ результатов расчета индексов изоляции воздушного шума однопустотного перегородочного камня Международная научно-практическая конференция: «Проблемы и перспективы формирования инфраструктуры экономики знаний. М.,2018,.с.134-143.

УДК 613.644:537.811
OECD 01.03.AA

Измерение электромагнитного шума для оценки электромагнитной обстановки

Стрельцова М.М.[1*], Кузин Д.А.[2]
[1]Магистрант, Дальневосточный федеральный университет, г. Владивосток, Россия
[2]Аспирант, Дальневосточный федеральный университет, г. Владивосток, Россия

Аннотация

В настоящее время остро поднимается вопрос влияния электромагнитной обстановки, в том числе низкочастотного магнитного поля, на здоровье человека. Данная работа посвящена глобальной проблеме изучения влияния окружающего шума и электромагнитных полей на человека. В работе представлены результаты экспериментального исследования влияния излучения электронной техники на человека на фоне электромагнитного шума. Эксперимент, описанный в статье, проводился в Японии в университете Канадзавы (Kanazawa University). Рассмотрены такие вопросы, как источники техногенного электромагнитного шума, определение передаточной характеристики магнитной антенны, выделение магнитной составляющей из электромагнитного шума, оценка соответствия измеренных данных действующим нормативным документам. Приведены схемы измерительных установок, используемых при проведении эксперимента. В заключении авторы анализируют полученные результаты исследования.

Ключевые слова: Электромагнитный шум, Магнитное поле, Магнитная индукция, Передаточная характеристика, Магнитная антенна.

Measurement of electromagnetic noise to assess the electromagnetic environment

Streltsova M.M.[1], Kuzin D.A.[2]*
[1] Master student, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia
[2] Graduate student, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia

Abstract

Currently, the issue of the influence of the electromagnetic environment, including the low-frequency magnetic field, on human health is acutely raised. This paper is devoted to the global problem of studying the influence of ambient noise and electromagnetic fields on humans. The paper presents the results of an experimental study of the effect of radiation from electronic equipment on humans against the background of electromagnetic noise. The experiment described in the article was conducted in Japan at Kanazawa University (Kanazawa University). Issues such as sources of technogenic electromagnetic noise, the determination of the transfer characteristic of a magnetic antenna, the separation of the magnetic component from electromagnetic noise, and the assessment of the conformity of the measured data to current regulations are considered. The diagrams of measuring installations used in the experiment are given. In conclusion, the authors analyze the results of the study.

Key words: *Electromagnetic noise, Magnetic field, Magnetic induction, Transfer characteristic, Magnetic antenna.*

Введение

В широком смысле под термином шумы понимают колебания разной физической природы, которые имеют сложную временную и спектральную структуры. В свою очередь шумы классифицируются как механические, аэрогидродинамические и электромагнитные.

Измерение последних является актуальной темой при изучении влияние электромагнитных полей на организм человека. Это проблема затрагивается во многих экологических и медицинских статьях. В основе изучения данного вопроса является измерение магнитного поля на фоне электромагнитных шумов.

Магнитные поля, образуемые техногенными источниками и естественным электромагнитным полем Земли, окружают человека, где бы он не находился (в рабочей и бытовой среде). Слабые низкочастотные излучения техногенного характера вредны для человека уже потому, что неестественны для него и выходят за рамки тех природных условий, в которых формировался организм человека и к которым он приспособлен. Низкочастотное магнитное излучение характерно для линий электропередач, кабельных линий и, конечно, электронной и бытовой техники. Под измерением магнитного поля понимают измерение таких магнитных величин, как магнитная индукция и напряжённость магнитного поля. Для этих целей использую разнообразные приборы, такие как тесламетры, магнитометры, гауссметры, эрстедметры [1].

Контроль и измерения необходимы для создания и поддержания удовлетворительной электромагнитной обстановки, которая регламентируется действующим СанПиН 2.2.4.3359-16 [2]. Этот нормативный документ устанавливает предельно допустимый уровень (ПДУ) индукции магнитного поля на рабочем месте, требования к которому приведены в таблице 1.

Таблица 1

ПДУ магнитной индукции на рабочем месте при локальном условии воздействия

Время воздействия за рабочий день, мин	**ПДУ магнитной индукции, мТл**
≤10	50
11-60	30
61-480	15

Измерение магнитной индукции можно провести без приборов, перечисленных выше, с помощью простой ферритовой антенны. Эксперимент описан в данной статье.

1. Определение передаточной функции магнитной антенны

Текст первого раздела.

Для оценки магнитного поля в данном исследовании используется магнитная антенна, представляющая собой ферромагнитный сердечник, материал которого обладает большой магнитной проницаемостью, с соленоидом. Таким образом, сконструированная антенна отлично подходит для низкочастотных измерений до 100 кГц. Схема антенны изображена на рисунке 1.

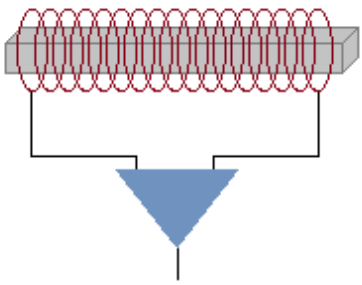


Рис. 1. Магнитная антенна

Передаточная характеристика антенны имеет комплексный характер [3]:

$$H(\omega) = A(\omega)e^{\varphi(\omega)} \qquad (1)$$

Модуль данной функции $A(\omega)$ описывает амплитудно-частотную характеристику. Схема установки для определения этой характеристики изображена на рисунке 2.

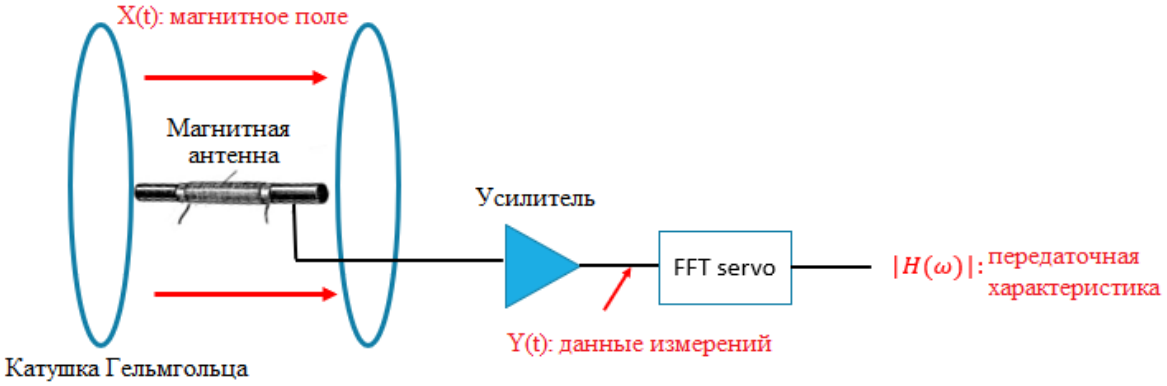


Рис. 2. Схема измерения передаточной характеристики используемой магнитной антенны.

Измерения проводились в заглушенной электромагнитной камере. Магнитное поле катушки Гельмгольца наводило магнитную индукцию в антенне, данные с которой поступали на усилитель, а затем в FFT сервер, где производилось преобразование временной зависимости в частотную и вычисление передаточной характеристики [4] по формуле:

$$H(\omega) = \left|\frac{Y(\omega)}{X(\omega)}\right|, \qquad (2)$$

где $Y(\omega)-$ выходной сигнал [В], $X(\omega)-$ входной сигнал [Тл], $H(\omega)-$ передаточная характеристика [В/нТл].

Передаточная характеристика используемой магнитной антенны, вычисленная с помощью FFT сервера представлена на рисунке 3.

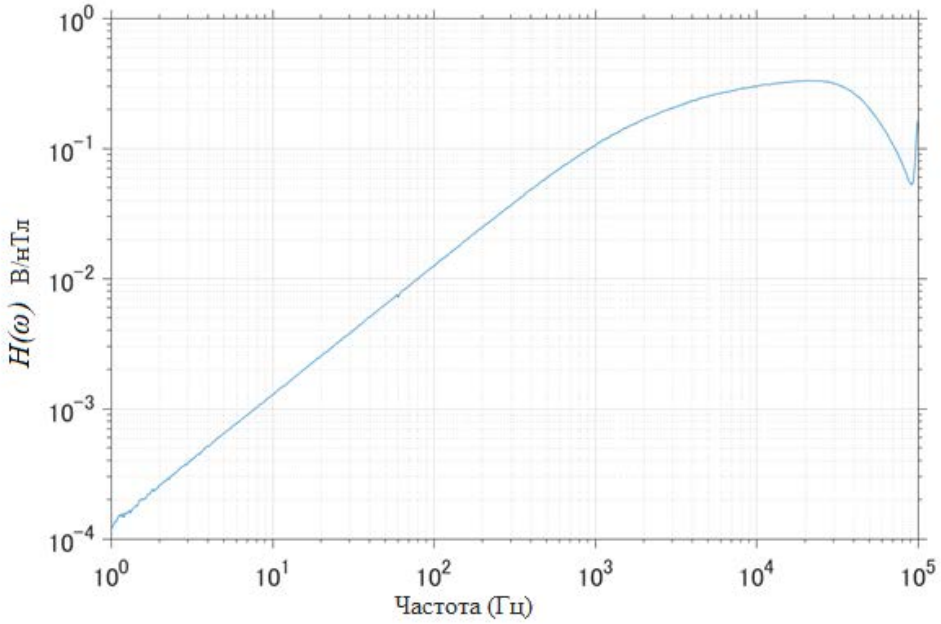


Рис. 3. Передаточная характеристика используемой магнитной антенны

Полученная передаточная характеристика необходима для дальнейших вычислений.

2. Измерение магнитного поля в заглушенной электромагнитной камере

Текст второго раздела.

Для определения магнитного поля необходимо найти электромагнитный шум в пространстве, где находится измерительная установка.

Схема измерения электромагнитного шума представлена на рисунке 4. Были рассмотрены и проанализированы два случая: с закрытой и открытой дверью камеры.

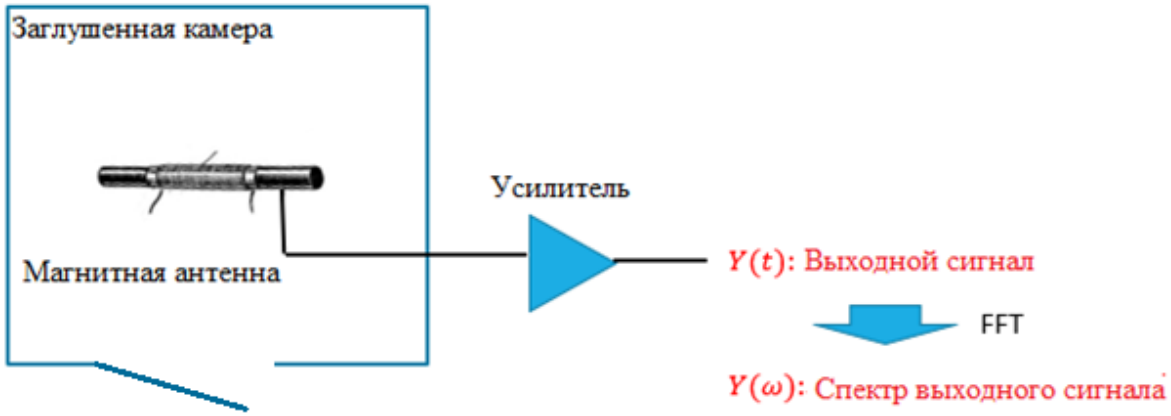


Рис. 4. Схема измерения электромагнитного шума в заглушенной электромагнитной камере

Для нахождения магнитного поля в заглушенной электромагнитной камере с закрытой дверью необходимо использовать найденную ранее передаточную характеристику (рисунок 3) и измеренный в тех же условиях электромагнитный шум (рисунок 4).

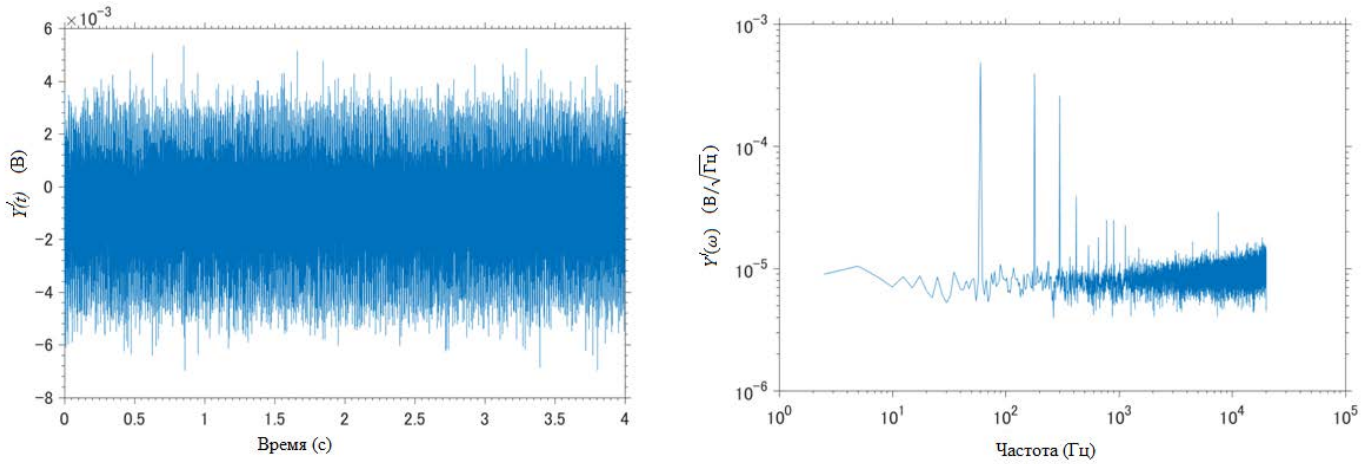


Рис. 4. Измеренный электромагнитный шум в заглушенной камере с закрытой дверью: а) временная зависимость б) частотная зависимость

Соответственно для нахождения магнитного поля в заглушенной электромагнитной камере с открытой дверью необходимо использовать найденную ранее передаточную характеристику (рисунок 3) и измеренный в тех же условиях электромагнитный шум (рисунок 5).

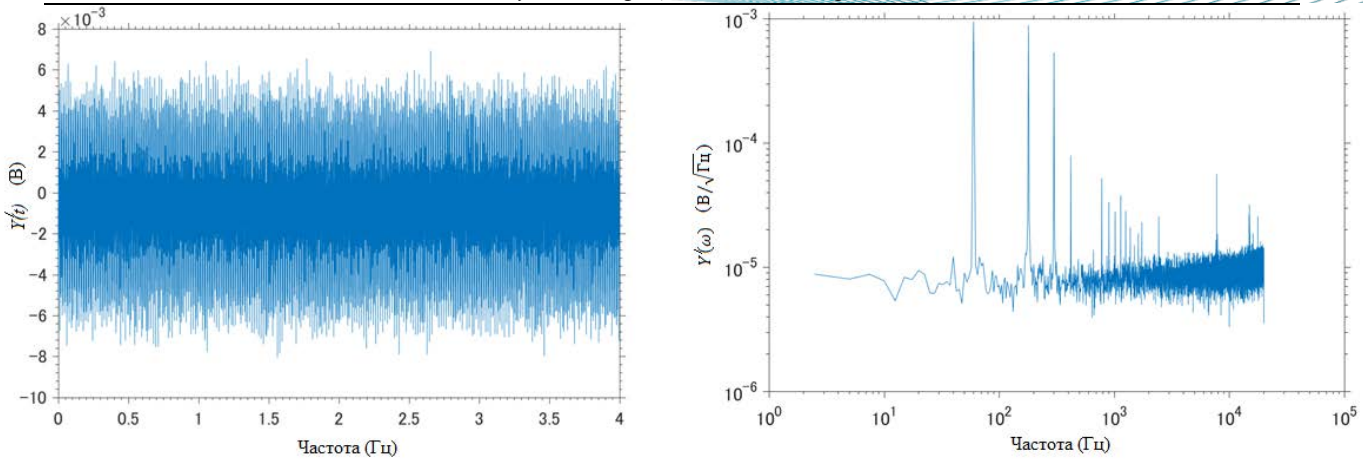


Рис. 5. Измеренный электромагнитный шум в заглушенной камере с закрытой дверью: а) временная зависимость б) частотная зависимость

При сравнении полученного электромагнитного шума можно сделать вывод, что в обоих случаях отчётливо видна составляющая, соответствующая частоте линии электропитания (60 Гц, так как эксперимент проводился в Японии в Kanazawa University, где линия электропитания 100 В и 60 Гц). Также отчетливо выделены гармонические составляющие с частотами 180 и 300 Гц. И естественно, что уровень этих составляющих возрастает при открытии двери заглушенной электромагнитной камеры.

Для определения магнитного поля используется следующая формула:

$$X'(\omega) = \frac{Y'(\omega)}{H(\omega)}, \qquad (3)$$

где $Y'(\omega)-$ измеренный электромагнитный шум [В], $X'(\omega)-$ индукция магнитного поля [Тл], $H(\omega)-$ передаточная характеристика антенны [В/нТл].

Найденное по формуле (3) магнитное поле в заглушенной электромагнитной камере с закрытой дверью изображено на рисунке 6.

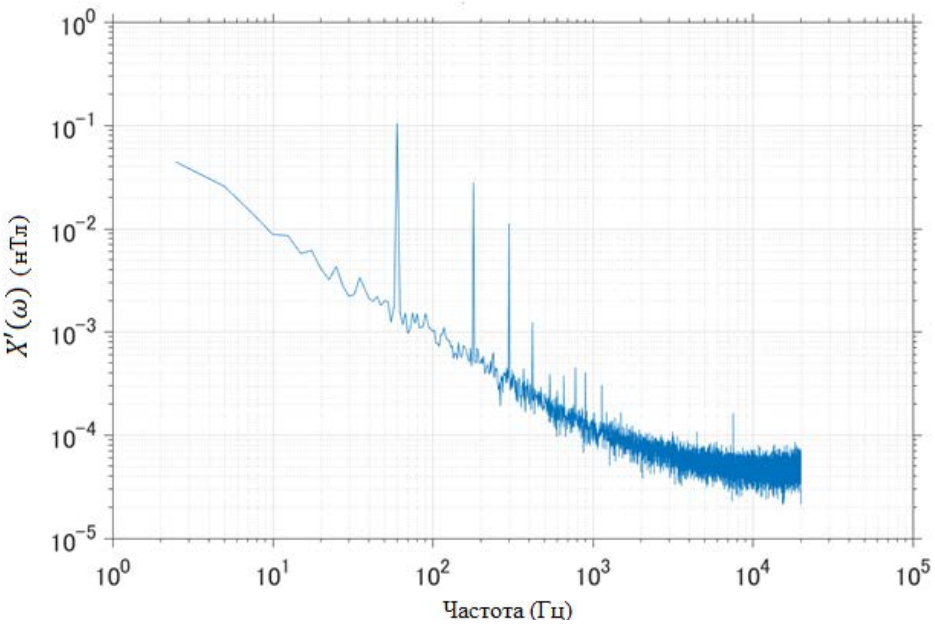


Рис. 6. магнитное поле в заглушенной электромагнитной камере с закрытой дверью

Так же, как и в функции, описывающей электромагнитный шум в заглушенной камере, в найденной магнитной индукции преобладает составляющая на частоте питающей линии 60 Гц и её гармоники 180 Гц и 300 Гц.

3. Измерение магнитного поля, излучаемого различными объектами

С помощью, найденной в пункте 1 передаточной характеристики антенны можно измерить индукцию магнитного поля, излучаемого монитором компьютера. Для этого антенна размещается напротив монитора и делаются необходимые измерения в двух режимах: 1) монитор включён, 2) монитор выключен. Результаты проделанных измерений представлены на рисунке 7.

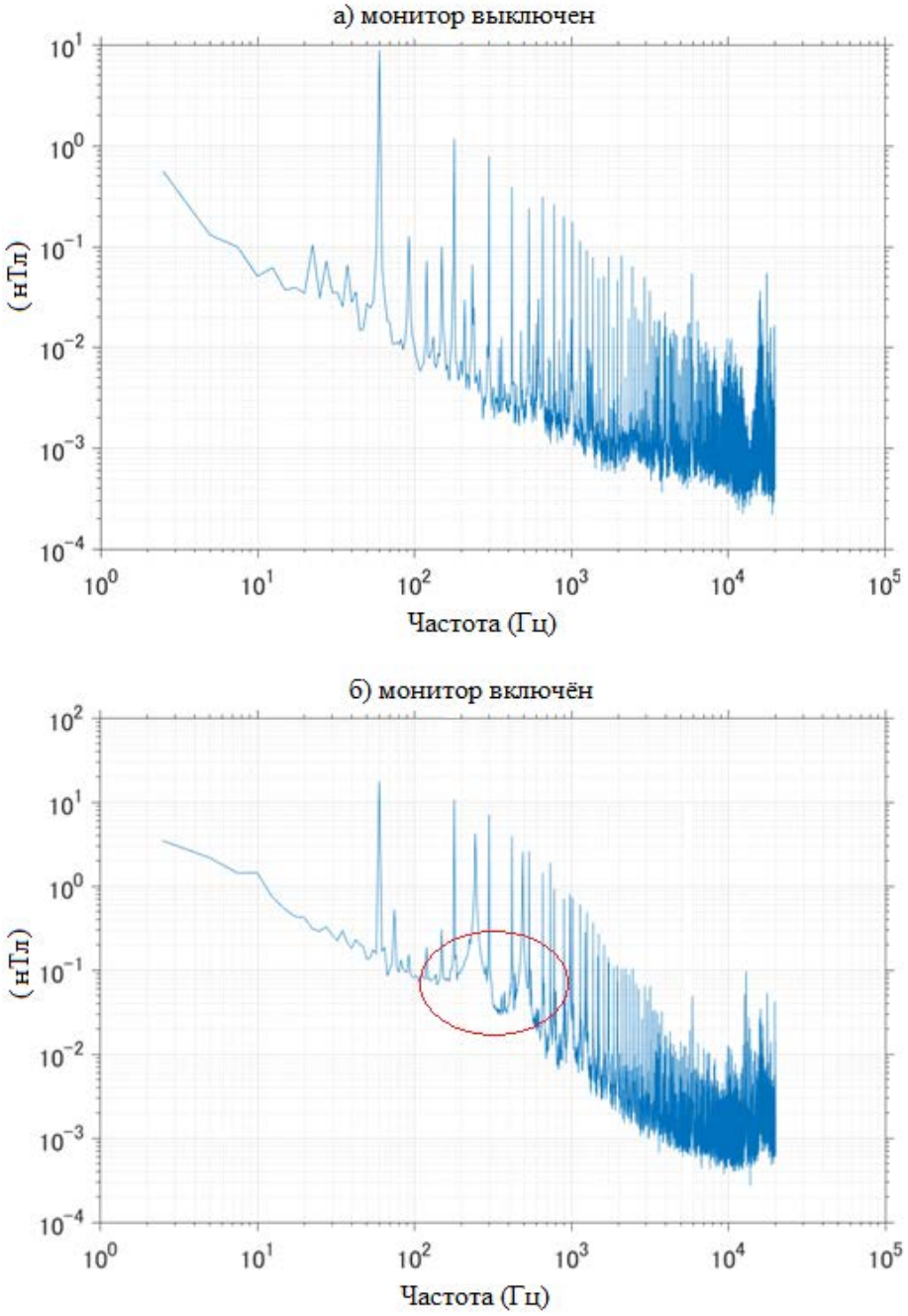


Рис. 7. Индукция магнитного поля, излучаемого монитором в включённом (а) и выключенном (б) состоянии

Как можно заметить на рисунке 7, составляющая на частоте, соответствующей частоте питающей линии 60 Гц, и её гармоники 180 и 300 Гц отчётливо выделены. Также с включением экрана видно увеличение уровня магнитной индукции на частотах, присущих излучению самого монитора. И, естественно, с включением экрана уровень магнитной индукции увеличивается в целом. В случае с работающим монитором максимальное значение магнитной индукции составляет 20 нТл, что на несколько порядков меньше установленного ПДУ (таблица 1).

Следующий объект измерений – ноутбук. Процесс проведения измерений аналогичен процессу измерения индукции магнитного поля, излучаемого монитором. Ноутбук не подключён к сети питания, что важно будет при анализе полученного результата, изображённого на рисунке 8.

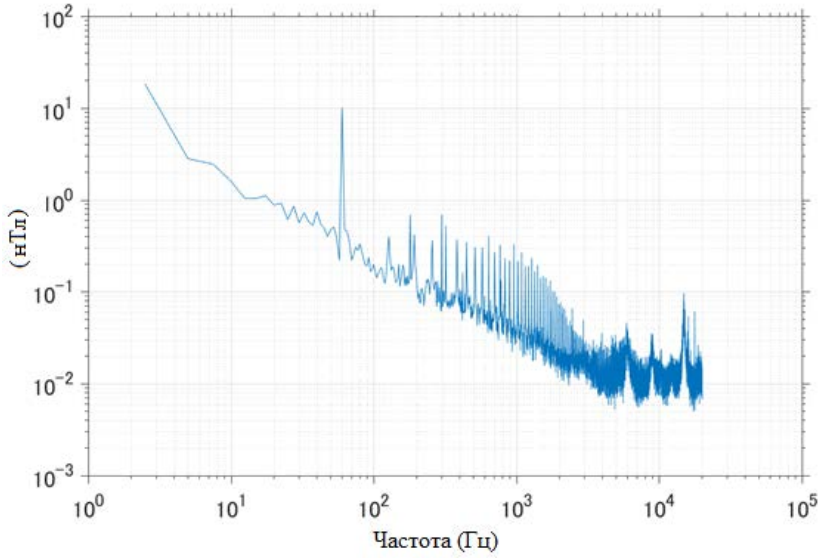


Рис. 8. Индукция магнитного поля, излучаемого ноутбуком

Как и во всех предыдущих случаях отчётлива видна составляющая на частоте линии электропитания 60 Гц, но уже нет её гармоник, так как ноутбук не подключён к сети питания. Но составляющая сохраняется, потому что измерения проводились в обычной комнате, где проложены питающие линии.

Заключение

Результатом данной работы успешное выделение магнитного поля на фоне элекромагнитного шума. Определена в заглушенной электромагнитной камере передаточная характеристика. С помощью этой характеристики были найдена индукция магнитного поля, излучаемого техническими средствами, такими как монитор и ноутбук. Можно сделать вывод, что значительное влияние на формируемое магнитное поле в условиях офиса или дома оказывает линия электропитания, так как на её частоте составляющая индукции магнитного поля во всех измерениях носила превалирующий характер. Так же следует отметить, что полученные результаты измерений удовлетворяют установленному СанПиН 2.2.4.3359-16 предельно допустимому уровню, что говорит о безопасности использования в повседневной жизни мониторов и ноутбуков с точки зрения электромагнитного облучения.

Список литературы

1. Заболотнов В.Н., Минлигареев В.Т. Средства измерений магнитных величин: аналитический обзор. Мир измерений, выпуск 4. – М.: Рекламно-информационное агентство "Стандарты и качество", 2013. – 52-60 с.

2. ПОСТАНОВЛЕНИЕ от 21 июня 2016 года N 81 Об утверждении СанПиН 2.2.4.3359-16 "Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах"

3. Каганов В.И., Битюков В.К. Основы радиоэлектроники и связи: Учебное пособие. – М.: Горячая линия-Телеком, 2012. – 542 с.

4. Усынин Ю.С. Теория автоматического управления: учебное пособие для вузов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – 176 с.

VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ШУМА И ВИБРАЦИИ»
19-21 марта
Санкт-Петербург

УДК 699.844.3
OECD 02.01.FA

Опыт применения тонкостенной звукоизоляции в практике «сухого» строительства

Гнутик А.П.[1]
[1]Инженер-акустик ООО «ТехноСонус», Москва, Россия

Аннотация

В работе рассматриваются различные аспекты применения тонкостенных многослойных конструкций сухого строительства в практике решения задач шумоизоляции по трём направлениям: а). Для проектирования и строительства номерного фонда гостиниц; б). В задачах устройства офисных зон при наличии фасадного остекления больших площадей; в). При проектировании и строительстве помещений критического прослушивания музыкального назначения в акустике малого объёма. Показаны примеры практической реализации, обсуждены проблемы и перспективы применения тяжёлых мембран, как способа экономии пространства, увеличения ёмкости зданий гостиничного типа, стыка лёгких звукоизолирующих конструкций с фасадным остеклением и коррекции архитектурных размеров для обеспечения благоприятного акустического отклика помещения.

Ключевые слова: тонкостенные конструкции, импост.

The experience of thin multilayer noise isolation using for drywall constructions

Gnutik A.P.[1*]
[1]*Acoustic consultant, Techno Sonus ltd, Moscow, Russia*

Abstract

Thin multilayer drywall constructions applications were taken into consideration for three aims: a). For hotel room projecting; b). For offices with glass facade construction and its junction with drywall; c). For critical listening room dimensions projecting, when architectural dimensions to be corrected by modal frequencies distribution for low frequency range. Advantages of these use by means of heavy membrane use are shown in some practical experiences as a method for room volume economy; convenient way to get mullion junction with glass and low frequencies reaction correction of architectural room dimensions, intended for music listening.

Key words: *thin-walled structures, impost.*

Введение

Появление на строительном рынке новых акустических материалов обуславливается совершенствованием палитры предложений конструкций звукоизоляции, которое в свою очередь вызвано как повышением уровня требований к акустическому комфорту в помещениях и зонах пребывания человека, так и развитием технологий получения материалов с новыми свойствами и новой сферой их применения.

Тяжёлые мембраны, как класс новых акустических материалов появились в России сравнительно недавно, около 10 лет назад и довольно быстро завоевали свою нишу. Мне бы хотелось рассказать о некоторых аспектах эффективного применения мембраны ЗвукоИзол ВЭМ4 (иностранный «прародитель» -Tecsound70) в строительной и

архитектурной акустике за время её внедрения на отечественный рынок усилиями ГК «ТехноСонус».

Как известно, композитный материал мембраны состоит из комбинации солей тяжёлых металлов на синтетическом связующем. Он обладает следующими физическими свойствами (на примере Tecsound 70):

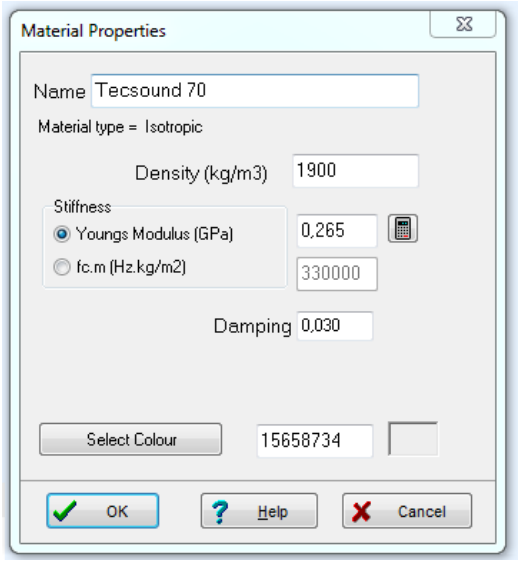


*Рис 1.*Физические данные материала Tecsound70 (www.insul.com)

Материал относится к трудногорючим (Г1), имеет отличные сангигиенические свойства, химически инертен в пределах эксплуатационных условий расширенного температурного диапазона и рекомендован к широкому применению в строительной практике.

Появление зарубежного материала Tecsound70 вначале встретило довольно скептическое отношение специалистов, вследствие относительно высокой стоимости. Однако параллельно начались разработки отечественных аналогов, которые привели к созданию отечественного продукта ЗвукоИзол ВЭМ4, который смог достичь многих качественных показателей «прародителя» и продолжает совершенствоваться в этом направлении.

В каких же случаях можно говорить о потенциальных преимуществах применения данного материала в акустических конструкциях? Очевидно там, где физические и потребительские качества этого материала обеспечивают либо экономическую выгоду, либо оптимальное соответствие физическим условиям и задачам применения данной акустической конструкции, либо и то и другое одновременно. Рассмотрим наиболее характерные примеры такого рода преимуществ.

1. Гостиничное дело

Бурный рост развлекательного и делового туризма за последнее время характеризуется становлением и развитием гостиничных сетей. Не удивительно, что наиболее известные из них стараются формулировать свои технические требования к строительству новых и модернизации старых зданий, которые концентрируются в виде сборников, получивших название «White book». Такие сборники зачастую содержат акустические требования даже превышающие нормативы, действующие в данной стране (на примере РФ), как видно из следующей таблицы:

Таблица 1

Пример сравнения требований “White book” по Rw для перегородки типа номер-коридор

Перегородка/отель	**ACCOR**			**АЗИМУТ (СП 51.13330.2011)**				**HILTON**			**4 SEASONS**			
Перегородка между номером и коридором	3*	4*	5*	2*	3*	4*	5*	3*	4*	5*	2*	3*	4*	5*
Требования по Rw	50	50	50	50	51	53	53	56	58	58	-	-	54	54

Ужесточение требований к изоляции шума сопряжено с неготовностью архитекторов и проектировщиков уступать акустикам в увеличении толщин каркаса шумоизоляции, неизбежном при традиционном подходе, для достижения улучшенной звукоизоляции. Это влечёт за собой уменьшение жилого объёма номеров и, как следствие, возможные потери уровня комфорта, звёздности отеля и в конце концов снижение доходности предприятия. Идёт нешуточная борьба за каждый миллиметр полезной площади номера. Чем может помочь ЗвукоИзол ВЭМ4?

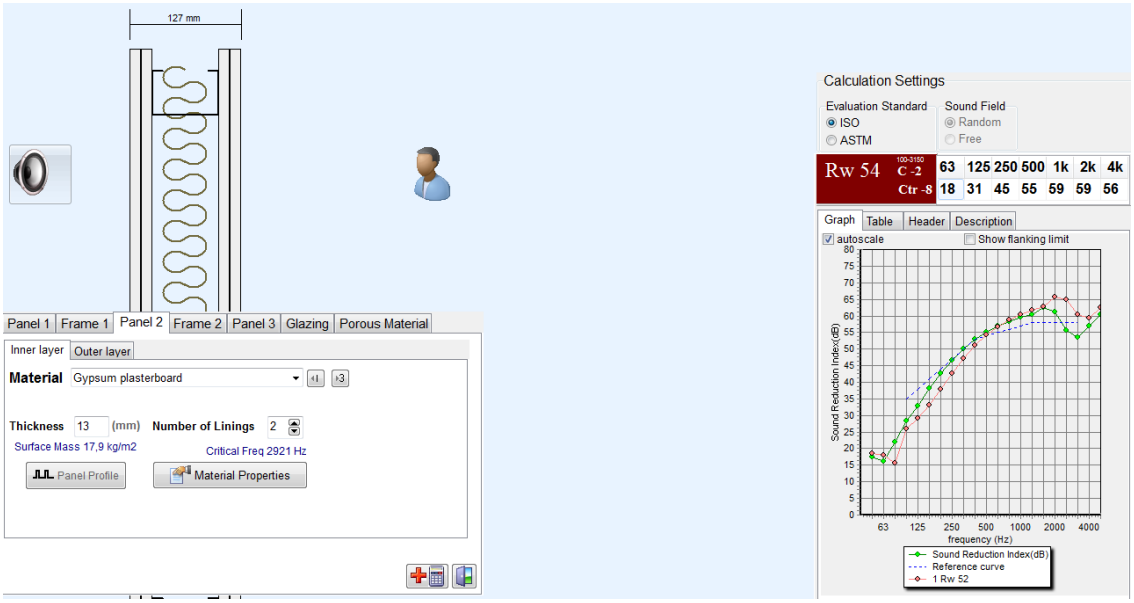


Рис 2. Сравнение системы шириной 125 мм (Rw=54-2=52 dB, green) и с применением тяжёлой мембраны шириной 82 мм (Rw=52 dB, red). Расчёт по программе ИНСУЛ (www.insul.com)

Практика применения на основе результатов расчётов показали преимущество в толщине конструкции, использующей слой ЗвукоИзол ВЭМ4 вместо второй панели. В дальнейшем мы начали активно применять в конструктивных решениях прослойку из ЗвукоИзол ВЭМ4 между слоями гипсовых панелей, которую в принципиальном плане тут же начали копировать коллеги по акустическому цеху. Даже появилось меткое выражение – акустический «триплекс», подчёркивающее достоинства данной разработки. В результате удалось примирить «волков и овец»: уменьшение толщины всей акустической конструкции на десятки миллиметров без практического ухудшения акустических свойств позволяет оценить и ощутимый экономический эффект (А.И.Палиев):

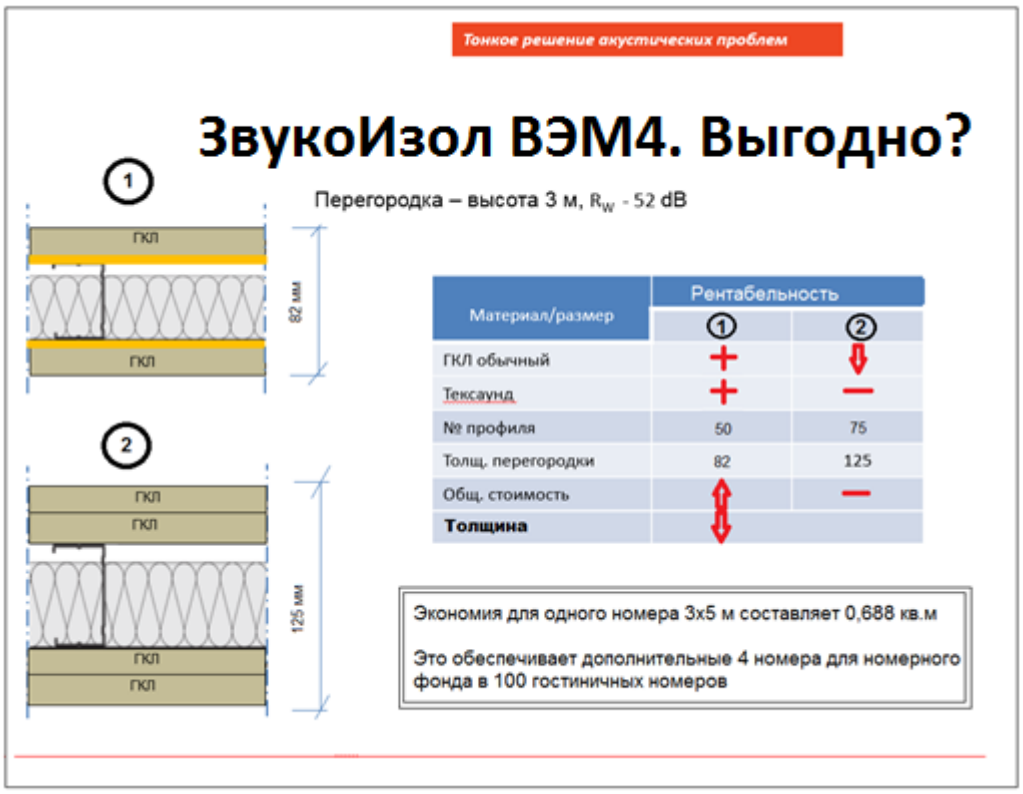


Рис 3. Расширение полезного объёма номерного фонда гостиниц (А.И.Палиев)

Уверен, что по мере удешевления стоимости мембран, подобный приём будет повсеместным. Сейчас же у компании «ТехноСонус» есть практические примеры успешного применения такой конструкции в целом ряде отечественных и зарубежных проектов.

2. Офисы в фасадном остеклении

Много копий сломано в историческом «противостоянии» архитекторского корпуса и акустиков. Уровень претензий на исключительность дизайна у каждого из них зачастую ориентирован выше, чем, скажем, даже у Захи Хадид, но при этом очень часто они не обращают внимания на такую «мелочь», как технические пределы архитектурных возможностей. На представленной диаграмме показано сравнение соотношения между теоретическими ожиданиями архитектора и их практическим воплощением в реализованных проектах по данным Architects Council of Europe (www.ace-cae.eu) для западной Европы и России.

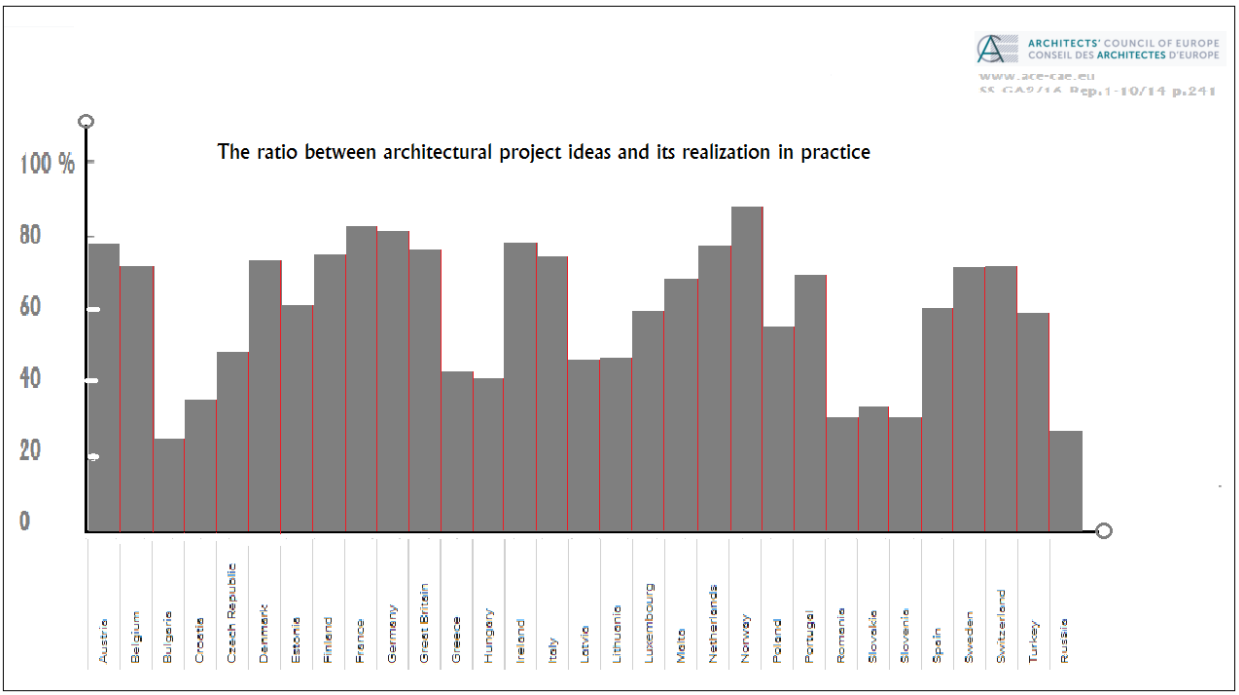


Рис 4. Иллюстрация соотношений между желаниями и возможностями

Есть точка зрения, что данную диаграмму можно интерпретировать таким образом, что она отражает реальный уровень образованности и подготовки корпуса архитекторов и проектировщиков к пониманию технических возможностей строительства. В качестве реплики в сторону позволю себе заметить, что иногда «сумасшедшие» идеи архитекторов парадоксальным образом ускоряют технический прогресс. Россия – в конце списка (данные за 2014 год).

В этом смысле проблема, о которой я буду говорить, в какой-то мере является иллюстрацией вышеупомянутого. Она связана с увлечением архитекторами дизайном стеклянных фасадов для зданий офисного типа. Оставим в стороне экологические преимущества таких зданий и поговорим про эргономику офисов внутри. Само размещение офисов требует достаточно серьёзной звукоизоляции межофисных перегородок, причём в подавляющем большинстве невозможно ограничиться невысокими барьерами-разграничителями зон рабочих мест. И здесь возникает проблема стыка офисных перегородок с фасадными стенами помещения, которые, как мы помним, представляют собой витринное стекло, разделяемой узкими стыками профилированного алюминия либо стали прямоугольного сечения – импостами:

Рис 5. Примеры импостов

Требование отсутствия мехнического воздействия на импосты исключает жёсткое крепление к ним офисных перегородок. А сортамент ширины разделителей-импостов предполагает широкое варьирование, что затрудняет решение. Необходимость разработки такого стыка звукоизолирующей конструкции и фасадной стены привела к появлению на Западе целого класса такого рода конструкций – мульенов:

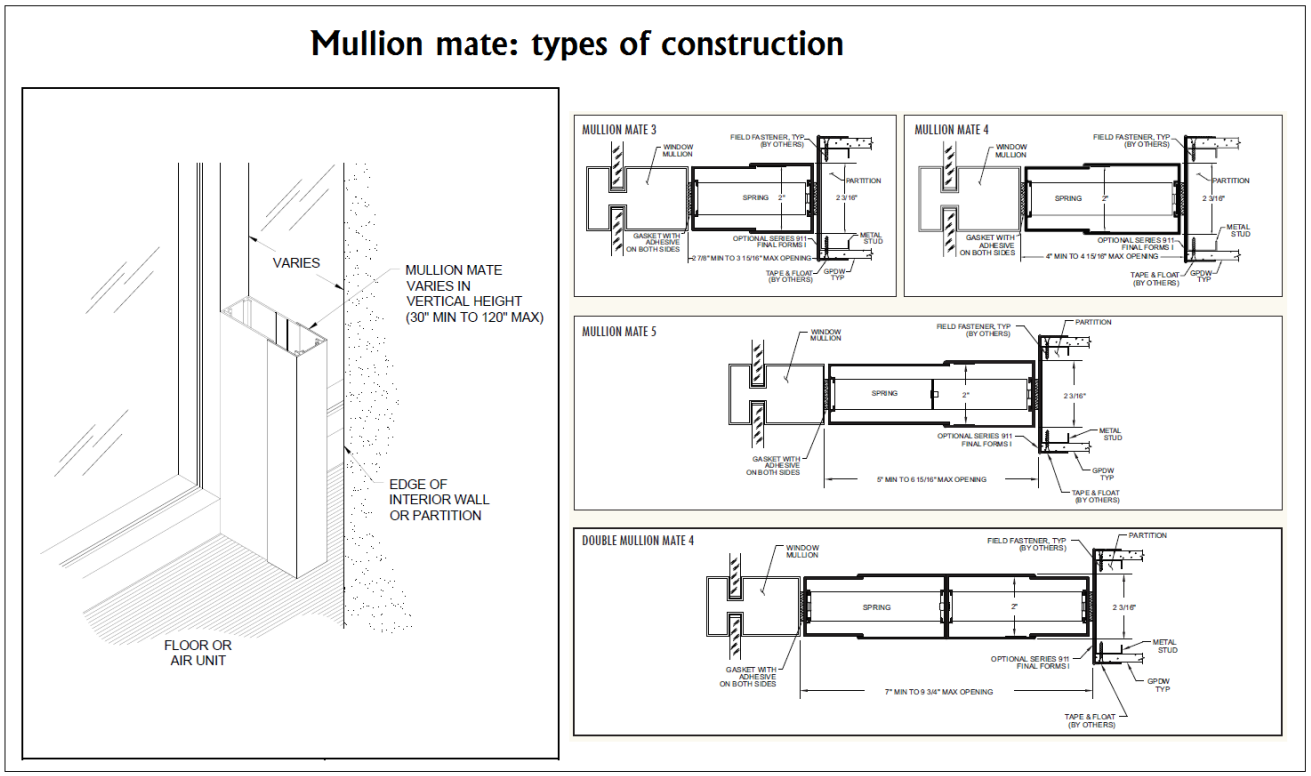


Рис 6. Конструкция мульена с использованием тяжёлых мембран

Набор мульенов позволяет эффективно преодолеть подобные проблемы, однако является весьма затратным решением. Чем поможет ЗвукоИзол ВЭМ4?

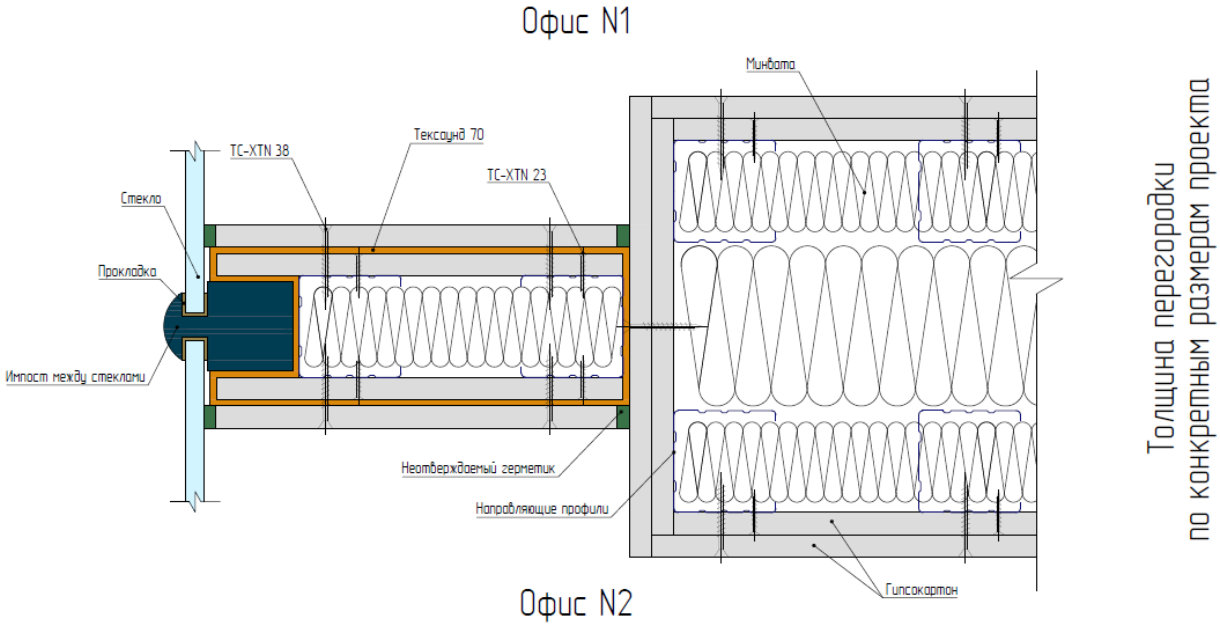


Рис 7. Отечественный аналог мульена

Как показала наша практика в московском строительстве башен «Федерация» и «Восток», показанная конструкция успешно решает поставленную задачу.

3. Тонкостенные конструкции в задаче коррекции размеров музыкальных помещений

Помещения, функциональным назначением которых является высококачественное воспроизведение музыки, например, стереосалоны, домашние кинотеатры на современном уровне обеспечения акустического комфорта требуют тщательного проектирования реакции на возбуждение звука низких частот. Практика показывает, что применение материалов и конструкций, подавляющих гулкость за счёт поглощения низкочастотной части звукового спектра, существенно обедняет тембр звучания, а использование электронных методов коррекции путём эквалайзинга избирательно воздействует на прослушивание только в одном месте локализации, исключая остальное пространство из зоны акустического комфорта.

Возможным методом решения данной проблемы является поиск таких размеров помещения внутри архитектурных, которые позволяют минимизировать гулкость помещения без применения демпфирования отдельных частот вышеуказанным пассивным или активным способом. Весь накопленный опыт проектирования позволяет сделать вывод, что наборов таких размеров чаще всего достаточно для большинства практических случаев и эти размеры проектировщики давно уже называют в обиходе акустическими. Акустические размеры – это размеры жёстких ограждений помещения, обеспечивающие наиболее насыщенный и гармонически равномерный спектр модальных частот басового диапазона, в соответствии с функциональным назначением помещения.

Введение любого нового термина в методологию акустического проектирования требует тщательно выверенного описания всех используемых слов и принципов. Я не буду

здесь погружаться в подробное описание всех изложенных в определении четырёх условий существования акустических размеров и ограничусь некоторыми констатациями, поскольку данной теме посвящена отдельная работа, представленная в списке трудов конференции, в которой, в частности, рассказывается о разработке специалистами ГК «ТехноСонус» программного комплекса A.Lim 0.9.2 для поиска акустических размеров помещения, исходя из заданных архитектурных. С того времени, как было введено в обиход данное выражение (более пятнадцати лет назад) необходимость учёта модального распределения при акустическом проектировании стала почти что обязательным элементом, хотя и не получила статуса официального. И здесь, как мне представляется, настало время вводить данный принцип проектирования в рекомендательную методологию акустики малых форм или по крайней мере открыть обсуждение такого предложения.

Коррекция архитектурных размеров всегда болезненна. За всю мою многолетнюю уже практику мне ни разу не встречалась возможность увеличить исходные размеры до акустических, а всегда – наоборот. И это никогда ни у кого не вызывало энтузиазма. Поэтому всегда актуальны такие материалы стен, пола и потолка, которые минимально уменьшают полезный объём помещения. И здесь незаменимы тяжёлые мембраны. Особенно удачными оказываются те помещения, где контур шумоизоляции как раз и обеспечивает совпадение с акустическими размерами. И если вспомнить, что акустические размеры определяются именно в твёрдых плоскостях с поверхностной плотностью не менее 40 кг/кв.м, то применение мембран в составе многослойных конструкций тяжёлой облицовки стен позволяет свести потери объёма помещения к минимуму, что минимизирует и душевные муки дизайнера.

Заключение

Свойства тяжёлых мембран типа ЗвукоИзол ВЭМ4 производства компании ГК «ТехноСонус» являются полезным инструментом акустического проектирования в современном строительстве. Экономия пространства, обеспечиваемая применением данного материала в композиции с многослойными листовыми конструкциями «сухого» строительства наряду с важными акустическими преимуществами в различных задачах обеспечения акустического комфорта, показывает практическую значимость совершенствования данного типа акустических материалов и возможность дальнейшего расширения их эффективного применения.

УДК 699.844.3
OECD 01.03.AA

Новое по развитию и усовершенствованию комбинированных пружинно-канатных виброизолирующих креплений «MAMSAR&A»

Минасян М.А.[1*], Минасян А.М. [2], Киав Тхет Наинг [3]
[1]Д.т.н., профессор кафедры СДВС и ДУ, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия
[2]К.т.н., доцент кафедры вычислительной техники и информационных технологий СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия
[3]Аспирант, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Рассматривается опыт использования, развития и усовершенствования комбинированных пружинно-канатных виброизоляторов (ПКВ). Отмечается, что актуальность использования ПКВ растет особенно в случаях, когда серийно выпускаемые виброизоляторы не удовлетворяют соответствующим требованиям вибрационной защиты конкретного объекта. Отмечается о применении ПКВ в качестве передних опор системы амортизации силового агрегата автомобиля ВАЗ-2105, при непрерывной эксплуатации в течение одного года автомобиля. Отмечается о применении низкочастотных ПКВ в системе вибрационной защиты стационарного рабочего эталона магнитной индукции переменного магнитного поля, размещенного в помещении первого этажа здания вблизи двух дорог с интенсивным автомобильным движением. ПКВ обеспечили снижение влияния вибраций до допустимого уровня и проведение необходимых измерений малых значений магнитной индукции переменных магнитных полей при метрологических исследованиях электроразведочной аппаратуры. Рассмотрены новые конструкции ПКВ. Обосновывается целесообразность и актуальность работ по данному направлению.

Ключевые слова: виброизоляция, вибрационная защита, комбинированный виброизолятор, пружинно-канатный виброизолятор.

New development and improvement of the combined spring-rope vibration isolation shoring

Minasyan M. A. [1], Minasyan A. M. [2], Kyaw Thet Naing [3]
[1] D.Sc., Professor, Federal State Budget Educational Institution of Higher Education St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
[2]PhD, Assistant professor, Federal State Budget Educational Institution of Higher Education St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
[3] Postgraduate student, Federal State Budget Educational Institution of Higher Education St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

Abstract

The experiment of using, developing and improving of the combined spring-rope vibration isolators (SRV) is considered. It is noted that the topicality of the use of SRV is especially growing in cases when commercially available vibration isolators do not meet the relevant requirements of the vibration protection of a particular object. It is noted about the use of PKV as the front support of the damping system of the power unit of the machine VAZ-2105, with continuous operation for one year of the vehicle. The application of low-frequency SRV in the system of vibration protection of a stationary working standard of magnetic induction of an alternating magnetic field located in the first floor of the building, near two roads with heavy traffic. SRV provided a reduction in the influence of vibrations to an acceptable level and the necessary measurements of small values of magnetic induction of variable magnetic fields, in metrological studies of electrical survey equipment. Considered new designs SRV. The expediency and relevance of work in this area is substantiated

[*] *Автор корреспондент: mamsar@mail.ru (Минасян М.А.)*

Key words: *vibration isolation, vibration protection, combined vibration isolator, spring-rope vibration isolator.*

Введение

Вибрации механизмов и машин, а также их элементов являются предвестниками многочисленных аварий и техногенных катастроф в транспорте, строительстве, энергетике, машиностроении и других областях техники. Среди всех методов и средств борьбы с вибрацией главных машин, виброактивного оборудования, вспомогательных механизмов и других объектов техники на первом месте по эффективности находятся средства виброизоляции [1-14].

В средствах виброизоляции наибольшее применение нашли комбинированные виброизоляторы [6-11]. В них конструктивно объединены упругие и демпфирующие элементы из различных материалов, которые могут иметь параллельное, последовательное или смешанное соединение. В качестве примера можно назвать пружинно-паролоновые виброизоляторы с параллельным включением упругих элементов, пружинно-сетчатые, из стекловолокна, заключенного в неопреновую оболочку, из металлической пыли, помещенной в резинокордовый баллон, жидкостно-газовые, пружинно-канатные, канатно-сетчатые, канатно-резиновые и др. [6].

В данной статье рассматриваются только комбинированные, а именно пружинно-канатные виброизоляторы (ПКВ) [6-11].

Отличительные особенности комбинированных ПКВ «MAMCAP&A» [6-11]:

- формы и пространственная ориентация стального каната относительно пружины;
- формы выполнения торцевых фасок отверстий или канавок, через которые проходят витки (полукольца, кольца, полувитки) стального каната;
- конструкции средств размещения и крепления стального каната в опорных элементах (пластинах, планках, фланцах);
- конструктивные объединения со стальным канатом пружины в качестве комбинированных виброизолирующих устройств;
- материал упругого элемента – канат из нержавеющей стали;
- пожаро-, сейсмо-, ударо-, вибростойкость;
- высокая надежность функционирования защищаемого объекта в условиях воздействия экстремальных температур, агрессивных сред и повышенной радиации.

Учитывая, что вещи, содержащие свободные и гибкие соединения, такие как одежда, плетеные корзины, более долговечны, поскольку часть упругой энергии расходуется на трение, стальной канат по структуре является одним из наиболее подходящих материалов, используемых в качестве упругих элементов виброизоляторов. В комбинированных ПКВ стальной канат является поддерживающим элемнтом пружины, поскольку пружины в отдельности (без дополнительных устройств) недостаточно эффективны в горизонтальной плоскости. Показатели и сравнительные свойства упругих элементов виброизоляторов представлены в [6].

На рис. 1 представлены ранее разработанные ПКВ [6-12]., а на рис. 2 – новые ПКВ [14].

Актуальность использования ПКВ особенно растет в случаях, когда серийно выпускаемые виброизоляторы [MAMCAP2] не удовлетворяют соответствующим требованиям вибрационной защиты конкретного объекта.

Рис. 1. Канатно-пружинные виброизоляторы (ранее разработанные)

1. Объекты внедрения ПКВ «MAMCAP&A»

1.1. Силовой агрегат автомобиля ВАЗ-2105

Опытные образцы ПКВ (рис. 1i, 2a, b) впервые реализованы в качестве передних опор системы амортизации силового агрегата (двигателя с коробкой передач) автомобиля ВАЗ-2105 (рис. 2a, b). Непрерывная эксплуатация автомобиля с опытными образцами ПКВ в течение одного года подтвердила их работоспособность, виброакустическую эффективность и целесообразность работ по усовершенствованию систем амортизации силовых агрегатов автомобилей [8-10].

Однако следует учесть, что для широкого их внедрения существует множество преград, проблем и трудностей различного характера, над которыми работают многие специалисты. Положительные результаты других испытаний [6] подтверждают целесообразность всесторонних исследований опытных образцов ПКВ и свойств стального каната. Особенности, основные характеристики и области применения известных канатных комбинированных виброизоляторов представлены в работах [1–7].

1.2. Рабочий эталон магнитной индукции переменного магнитного поля

На основании Государственного контракта с федеральным агентством по недропользованию на создание и поставку научно-технической продукции по заданию ФГУ НПП «Геологоразведка» выполнены расчет, конструирование и изготовление десяти оригинальных ударовиброизоляторов типа ПКВ «MAMCAP&A» с демпфированием колебаний для рабочего эталона магнитной индукции переменного магнитного поля (рис. 1n, 2c, d) [11].

Масса эталона переменной магнитной индукции $M_{ПМИ}$=600 кг. Виброзащитная система с ПКВ обеспечивает требования к условиям проведения метрологических исследований электроразведочной аппаратуры в части снижения влияния вибраций, передающихся токонесущей системе эталона. Здание с размещенным в ней эталоном находится вблизи двух дорог с интенсивным автомобильным движением. Применение виброзащитной системы снижает влияние вибраций до допустимого уровня, что позволяет проводить необходимые при метологических исследованиях электроразведочной аппаратуры измерения малых значений магнитной индукции переменных магнитных полей [11].

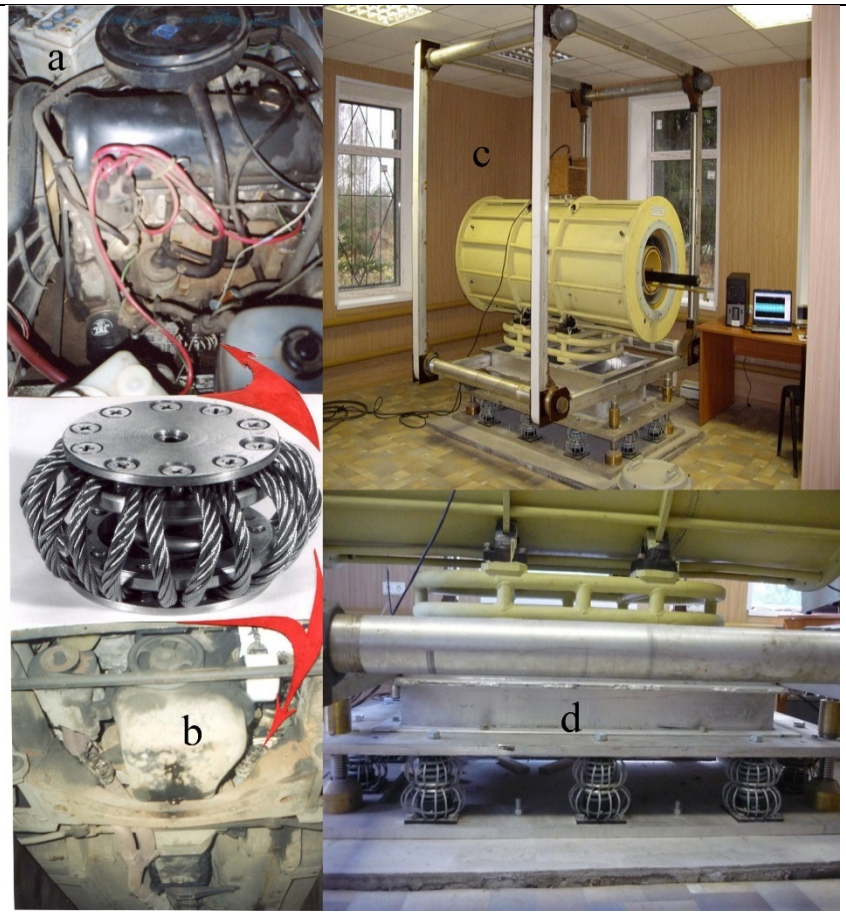


Рис. 2. Реализация комбинированных пружинно-канатных виброизолирующих креплений. a, b – силовой агрегат автомобиля ВАЗ-2105; c, d – несущая система эталона магнитной индукции переменного магнитного поля

2. Новое в конструкции пружинно- канатных виброизоляторах.

Известный ПКВ (рис. 1a, c- j) [6] содержит пружину сжатия, наружные и внутренние нижние и верхние опорные фланцевые элементы, центрирующие элементы пружин с обоих торцов по внутренней поверхности витков, выполненные в виде выступов с центральными резьбовыми отверстиями под крепежные средства, упругодемпфирующий стальной канатный крепежный элемент пружины, соединенный с нижним и верхним опорными фланцевыми элементами методом поочередного плетения с образованием петель и их фиксацией петлеудерживающими элементами.

Недостатками известной (рис. 1 a, c-j) [6] ПКВ являются:

- проскальзывание канатных петель в опорных элементах при работе виброизолятора, что приводит к ухудшению стабильности характеристик и плавности его работы, а также недостаточная компактность по максимальному диаметру виброизолятора.

Техническими результатами полезной модели является усовершенствование пружинно-канатных виброизоляторов, а именно устранение проскальзывания канатных петель и обеспечение компактности по диаметру виброизолятора [14].

Указанный технический результат достигается тем, что ПКВ [14] содержит упругий элемент, который может быть выполнен из одной и более пружин сжатия 1 (рис. 3) внутренние верхний 2 и нижний 3 опорные фланцевые элементы, наружные верхний 4 и нижний 5 опорные фланцевые элементы, упругодемпфирующий стальной канатный крепежный элемент 6 пружин 1, крепежное средство 7, 8, выемки (или углубления) A, B

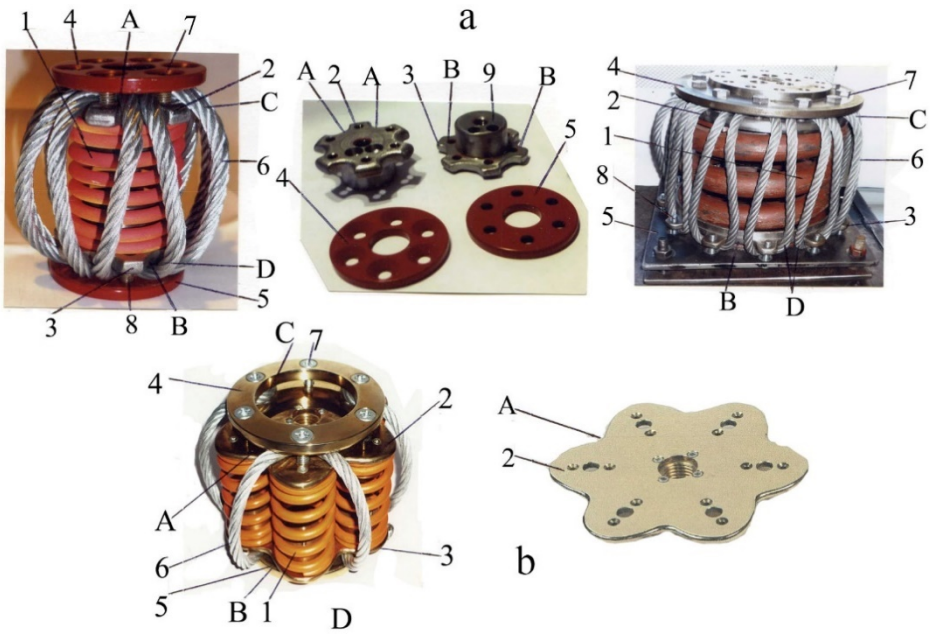


Рис. 3. Пружинно-канатные виброизоляторы [14]

Выемки А, В, являющиеся «карманами», предотвращают проскальзывание канатных петель в опорных элементах при работе виброизолятора.

Радиальнофиксирующие выемки А, В обеспечивают также возможность сокращения длины стального каната от нижних до верхних опорных фланцевых элементов и максимального диаметра виброизолятора, следовательно габаритные размеры виброизолятора – уменьшаются.

На рис. 3с канатные петли обозначены буквами С, D.

ПКВ в качестве, например, опор судового дизеля работает следующим образом.

При работе амортизированного дизеля, а также возникновении случайных толчков, сотрясений, как со стороны судового фундамента, так и со стороны дизеля, колебательная энергия от лапы дизеля поглощается в основном упругим элементом – пружиной 1 (или пружинами), а быстрое гашение колебаний обеспечивает упругодемпфирующий стальной канатный элемент 6. Гашение при этом происходит за счет трения между стальными жилами каната, т.е. – рассеяние колебательной энергии в направлениях трех взаимноперпендикулярных осей.

При случайных сильных сотрясениях и ударах происходит резкое сближение внутренних опорных элементов 2, 3 с максимальной амплитудой смещения.

Таким образом, происходит значительное снижение передачи возмущающих усилий и моментов от двигателя на фундамент или со стороны фундамента на амортизированный двигатель.

Выводы

ПКВ предназначены для защиты различных объектов от сотрясений, ударов и вибраций. Они сочетают высокую несущую способность (охватывают диапазон статических нагрузок от 1 Н до 100 кН) с высокой податливостью при динамических воздействиях: их собственные частоты могут быть в пределах до 1 Гц. Эффективность виброизоляции 10-45 дБ. ПКВ практически не подвержены воздействию окружающей среды. Они эффективно работают при температурах от -200 С до +300 С и не подвержены воздействию масла, грязи, песка, соляного тумана и т.д. ПКВ внедрены в системах виброизоляции рабочего эталона магнитной индукции переменного магнитного поля и силового агрегата автомобиля ВАЗ- 2105, в НИР и учебном процессе кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок СПбГМТУ. В настоящее время изготовлены детали нового опытного

образца ПКВ, после их сборки, статических испытаний будут исследованы эффективности виброизоляции на специальной универсальной экспериментальной дизель-генераторной установке мощностью 8,5 кВт с дизелем 2Ч8,5/11.

Список литературы

1. Ельник А. Г., Антомошкин А.Ю. Защита судового оборудования от ударов и вибрации с помощью спиральных тросовых виброизоляторов// Судостроение за рубежом. 1985. № 10, с.15 – 25.

2. CAVOFLEX. Elastisch Lagerungselemente CAVOFLEX. Проспект фирмы Willbrandt Gummitechnik, 2000 Yamburg 54.

3. Experimental investigation on the hysteresis behavior of the wire rope isolators, P. S. Balaji, Leblouba Moussa, M. E. Rahman, Loo Tshun Vuia, Journal of Mechanical Science and Technology 29 (4) (2015) 1527-1536.

4. Vibration isolation of structures and equipment using Wire rope isolators, P. S. Balaji, M. E. Rahman, Leboula Moussa, Lau Hieng Ho, International Journal of Modern Trends in Engineering and Research (IJMTER), Volume 2, Issue 7, [July-2015] Special Issue of ICRTET' 2015.

5. Wire rope isolators for vibration isolation of equipment and structures, P. S. Balaji, M. E. Rahman, Leblouba Moussa, H. H. Lau, Materials Science and Engineering 78 (2015).

6.Минасян М.А., Минасян А.М. Амортизация судовых дизельных энергетических установок: учеб. Пособие / М.А. Минасян, А.М. Минасян. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2017. – 360 с.

7. Минасян А.М. Пожаробезопасные упругие связи судовых энергетических установок и их элементов. Морской вестник. 2012. № 1 (9). Труды СПбГМТУ. с. 66-69.

8. Минасян М.А., Минасян А.М. Аспекты представления комбинированных опор. Проблемы теории и практики автомобильного транспорта: Сборник научных статей. / Северо-Западный государственный заочный технический университет. Институт автомобильного транспорта. – СПб.: Изд-во СЗТУ, 2008.- 91с. (с.34-40).

9. Минасян М.А., Минасян А.М. Аспекты представления упруго – демпфирующего устройства подвески транспортных средств. Проблемы теории и практики автомобильного транспорта: Сборник научно-практических статей. / под общ. ред. к.э.н., доц. Т.К Екшикеева. - СПб.: Издво СЗТУ, 2009.- 2311с. (с.85-95).

10. Минасян М.А., Минасян А.М. Виброизоляторы для силовых агрегатов автомобилей. Проблемы теории и практики автомобильного транспорта: Сборник научно-практических. / под науч. Ред. проф. С.Е. Иванова. - СПб.: Издво СЗТУ, 2010.- 191с. (с.137-147).

11. Минасян М.А., Минасян А.М. Актуальность применения оригинальных виброизоляторов в области строительства. Сборник докладов IV МНПК/ М-во обр. и НРФ, Правительство Москвы, ВВЦ, ФГБОУ ВПО «Моск. Гос. Строит. Ун-т».-М.: МГСУ, 2012.

12. Минасян М.А., Минасян А.М. Канатно-пружинные виброизоляторы. Материалы межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы морской энергетики» СПб.: СПбГМТУ, 2012.

13. Минасян М.А., Аунг Мьо Тхант, Минасян А.М. Стальные канатные упругие связи судовых дизелных энергетических установок и их элементов//Морские интеллектуальные технологии, СПб, том 2 (40) 2018.-с. 85-93.

14. Пружинно-канатный виброизолятор: пат. на пол. модель 183991 Рос. Федерация: МПК F16F 7/14 / авторы и заявители Минасян М.А., Минасян А.М., Киав Тхет Наинг; патентообладатель ГОУ ВПО СПбГМТУ; опубл. 11.10.2018, Бюл. №29

УДК 502.3
OECD 01.03.AA

Возможные методы уменьшения шума металлорежущих станков

Гогуадзе М.Г.[1]
[1]Аспирант, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В данной статье приведены проблемы с шумом в механических цехах и методы борьбы с ним. При изучении явлений шума важно не только замерить их величины, но и определить источник их возникновения и характер распространения.

Ключевые слова: Шум, звукоизоляция, металлорежущие станки, профзаболеваемость.

Possible methods to reduce the noise of machine tools

Goguadze M. G.[1]
[1] *PhD student, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*

Abstract

This article presents problems with noise in machine shops and methods of dealing with it. In the study of noise phenomena, it is important not only to measure their value, but also to determine the source of their occurrence and distribution.

Key words: *Noise, soundproofing, cutting machines.*

Введение

Проблема уменьшения шума в механических цехах машиностроительных заводов имеет важное значение. Для этих цехов характерна концентрация большого количества металлорежущего оборудования в помещениях, имеющих, как правило, плохие акустические характеристики. Между тем рабочие скорости станков с каждым годом возрастают и это может в ряде случаев приводить к возникновению шума в цехах и вибраций на рабочих местах, превышающих установленные санитарные нормы. Согласно анализу ряда измерений превышения уровней шума в цехах от станков составляют до 20 дБА. Все это приводит к увеличению профзаболеваемости и снижению работоспособности.

Основными методами борьбы с шумом на производствах с металлорежущими станками является:

– уменьшение шума в источнике;
– звукопоглощение и вибропоглащение;
– звукоизоляция и виброизоляция;
– акустическая обработка помещений;
– уменьшение шума на пути его распространения;

– рациональная планировка предприятия и цехов;
– установка глушителей шума;
– применение средств индивидуальной защиты.

Работа на металлорежущих станках требует свободы манипулирования в рабочей зоне станка (установка и закрепление заготовки, измерение детали в процессе обработки, удаление стружки, смена инструмента и т. п.). Это исключает возможность применения звукоизолирующих кожухов. Поэтому основным направлением в борьбе с шумом металлорежущих станков является его локализация в местах образования. Шумы и вибрации металлорежущих станков по природе своего образования могут быть разделены на две группы: шумы и вибрации, возникающие при работе различных механизмов станка (например, зубчатых передач, электродвигателей, пневматических или гидравлических систем), и шумы и вибрации, возникающие в процессе обработки изделий, т. е. при выполнении технологических операций. Основные источники шума и вибраций в металлорежущих станках — динамические нагрузки в зубчатых передачах, возникающие вследствие определенных погрешностей их изготовления; переменность нагрузки, воспринимаемой шариками или роликами в подшипниках качения; динамические удары шариков или роликов о неровности поверхности беговых дорожек наружного и внутреннего колец подшипников и т. п. Возбудителями вибраций и шума в станках могут быть шлицевые соединения, кулачковые муфты, гидравлические системы, электродвигатели. Кроме того, вибрации и шум возникают в результате неуравновешенности вращающихся масс, прогибов валов и т. п. Нарушения технологической дисциплины при изготовлении деталей и их сборке приводят к резкому повышению уровня шума и вибраций. Например, уровень шума передней бабки станка, собранной из деталей, точность изготовления которых не соответствует техническим условиям, на 10—12 дБ выше уровня шума такой же бабки, собранной в полном соответствии с этими условиями. Следовательно, основными путями снижения вибраций и шума металлорежущих станков являются применение высококачественных подшипников, малошумных зубчатых передач и электродвигателей, соблюдение технологической дисциплины при изготовлении и сборке узлов станка, применение рациональных конструкций режущего инструмента и приспособлений, жесткость их крепления и т. д.

Самым эффективным методом снижения шума при обработке металлов резанием является оснащение станка подвижными кожухами, герметично закрывающими зону резания. Обычные кожухи изготавливаются из листового железа, предназначены они только для защиты оператора от попадания эмульсии и стружки. Звукоизолирующий кожух состоит из 2-х слоев листового железа, между которыми находится демпфирующий материал. Места контакта кожуха уплотнены вибропоглащающим материалом.

Кожухи и ограждения на станке, предназначенные для устранения случайного контакта человека с подвижным механизмом, крайне важно выполнять герметичными, стенки должны быть многослойными или иметь демпфирующее покрытие.

Интенсивный шум, вызванный вибрацией, можно уменьшить покрытием вибрирующей поверхности материалом с большим внутренним трением (резина, асбест, битум), при этом часть звуковой энергии поглощается. Процесс поглощения звука происходит за счёт перехода энергии колеблющихся частиц воздуха в теплоту вследствие потерь на трение в порах материала. Наиболее часто в качестве звукопоглощающей облицовки применяется конструкция в виде слоя однородного пористого материала определенной толщины, укрепленного непосредственно на поверхности ограждения либо отнесенного от него на некоторое расстояние.

Для снижения общего шума в цехе, если стены помещения выполнены прозрачно или площадь свободной поверхности недостаточна для установления плоской звукопоглощающей облицовки, применяют объёмные штучные звукопоглотители (*Рис*.1).

Это объёмные тела, заполненные звукопоглощающим материалом и подвешенные к потолку равномерно по помещению на определенной высоте.

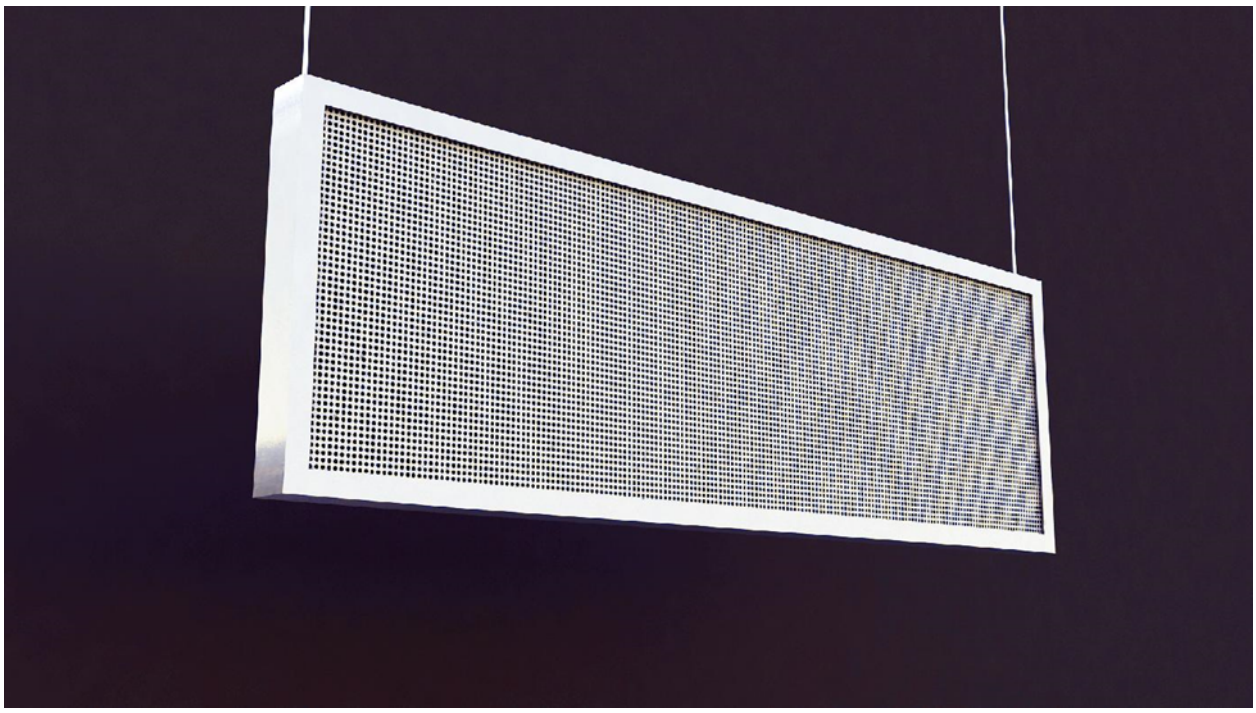


Рис.1 Штучный звукопоглотитель

Для защиты работающих от прямого воздействия шума используют малые шумозащитные экраны, установленные между источником шума и рабочим местом.

Общие технические решения не всегда позволяют снизить шум и вибрацию до допустимых величин. В этих случаях применяют индивидуальные защитные средства. К ним относят: вкладыши; наушники; шлемы.

Вкладыши в виде мягких тампонов из ультратонкого волокна, иногда пропитанных воском и парафином, жесткие вкладыши (эбонитовые, резиновые) вставляют в слуховой аппарат и снижают шум на 5-20 дБ. Широкое применение нашли ’’Беруши’’.

Для того чтобы общий уровень шума в производственных помещениях не превышал установленных санитарных норм, шум, производимый отдельными станками, должен быть значительно ниже регламентированного санитарными нормами. Также крайне важно соблюдение рационального режима труда.

Заключение

Проблема шумо- и вибробезопасности в процессе производства включает комплекс взаимосвязанных задач, а именно, установление научно обоснованных предельно допустимых норм шума и вибрации, воздействующих на работающих, соблюдение которых обеспечивает сохранение здоровья и работоспособности человека; осуществление действенного контроля за соблюдением установленных норм; организацию серийного производства шумо- и вибробезопасных машин, типовых средств шумо- и виброзащиты (как коллективных, так и индивидуальных).

Список литературы

1. Техника безопасности и противопожарная техника в машиностроении.
2. Бектобеков Г.В. Справочная книга по охране труда в машиностроении

3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник – 3-е изд. Перераб. и дополн. – М.: Логос, 2013.

4. Учебник / под ред. Н.И. Иванова и И.М.Фадина, Л.Ф.Дроздовой; Логос – Москва, 2016. – 608 с. ISBN 978-5-98704-8449-3.

Защита от повышенного шума и вибрации

Редакторы В.В. Светлов, В.В. Кутнов, В.А. Васильев
Компьютерная верстка *В.В. Кутнов*
Формат бумаги 60×84/16. Бумага офсетная. Печать трафаретная. Усл. печ. л. 45. Тираж 200 экз.
Общество с ограниченной ответственностью
«Институт акустических конструкций»
Балтийский государственный технический университет
190005, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., д.1.

Типография «Печатный Цех»
192236, Санкт-Петербург, ул. Белы Куна, 32