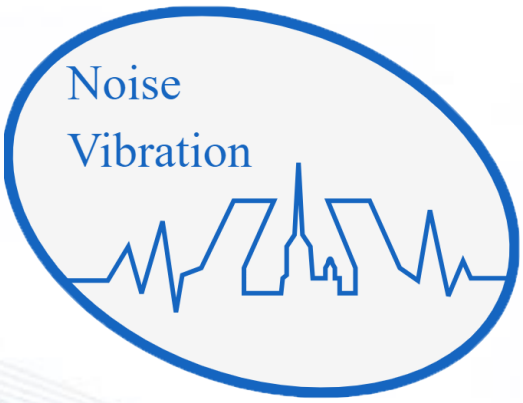
VIII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «ЗАЩИТА ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМА И ВИБРАЦИИ»



СБОРНИК ТРУДОВ

23 – 25 марта 2021 г.

Санкт-Петербург

Участники выставки

Приборостроительное объединение «Октава-ЭлектронДизайн»
Сайт: www.octava.info
e-mail: info@octava.info
Телефон: +7 (495) 225-55-01, +7 (499) 136-82-30

MSC Software (подразделение Hexagon MI)
Сайт: www.hexagonmi.com
e-mail: Marketing.Russia@mscsoftware.com
Телефон: +7 (495) 363-06-83

Приборостроительная компания «НТМ-Защита»
Сайт: www.ntm.ru
e-mail: ntm@ntm.ru
Телефон: +7 (495) 5000-300

ООО «Институт Акустических Конструкций»
Сайт: www.iakbarier.ru
e-mail: office@iakbarier.ru, info@iakbarier.ru
Телефон: +7 (812) 500 08 25, +7 (921) 939 43 15

Предприятие «ПИК»
Сайт: www.pik.com
e-mail: info@pik.com
Телефон: +7 (831) 282-69-82

АРМ «Акустика»
Сайт: www.noiseview.ru
e-mail: sales@noiseview.ru
Телефон: +7(904) 331-51-71

Actran

Передовой инструмент для акустических расчётов - компьютерного моделирования возникновения, распространения и поглощения звука в акустических средах. Широкий спектр решаемых задач.

Программный комплекс включает в себя модули для решения следующих классов задач:

- акустика и виброакустика в частотной и временной области;
- аэроакустика с прямым вычислением источников шума;
- аэроакустика с генерацией шума в Actran;
- аэроакустика газотурбинных двигателей – поставляются специализированные модули;
- акустика с применением Статистического Энергетического Метода;
- ряд специализированных модулей:
  - построение профилей лопаток и генерация шума вентиляторов;
  - анализ виброакустики на основе теоремы Грина;
  - “плёночный” анализ виброакустики на основе форм колебания вибрирующих поверхностей;
  - определение модального состава шума в каналах для последующего использования в качестве источников;
  - вычисление передаточных функций в виде пост-процессинга результатов, вычисление откликов на основе этих функций

| marketing.russia@mscsoftware.com | www.mscsoftware.com/ru

HEXAGON | FFT

© 2021 Компания Hexagon AB и/или дочерние и аффилированные компании. Все права защищены.

ЭКОФИЗИКА-110А

Измерения Шума - Инфразвука - Ультразвука - Вибрации

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Измерения вредных физических факторов на рабочих местах

Экологический контроль – измерения в санитарно-защитных зонах, в жилых и общественных зданиях

Измерения шумовых и вибрационных характеристик машин и оборудования

НИР и ОКР, измерения звукоизоляции, аттестация помещений и др.

ОСОБЕННОСТИ

- Одновременное измерение шума и вибрации (для исп. HF)
- Одновременное измерение звука и воздушного ультразвука
- Одновременное измерение звука и инфразвука
- Измерение электромагнитных полей в диапазоне частот до 400 кГц (исполнение HF)

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ВОЗМОЖНОСТИ

- Количество аналоговых каналов: 1 (исполнение 110А) или 4 (исполнение HF)
- Измерение уровня звука - класс 1 по ГОСТ 17187-2010 (МЭК 61672-1)
- Измерение воздушного ультразвука (до 40 кГц и до 100 кГц в зависимости от комплектации)
- Измерение инфразвука
- Измерение вибрации, воздействующей на человека – ГОСТ ИСО 8041 (3 компоненты одновременно для исп. HF)
- Диспетчер датчиков
- Автоматическая запись в память
- Режим цифрового магнитофона
- Виброакустический калькулятор
- Возможность расширения цифровыми измерителями ЭМП, микроклимата, световой среды

ПРИБОРЫ – МЕТОДИКИ - ОБУЧЕНИЕ – СЛИЧЕНИЯ

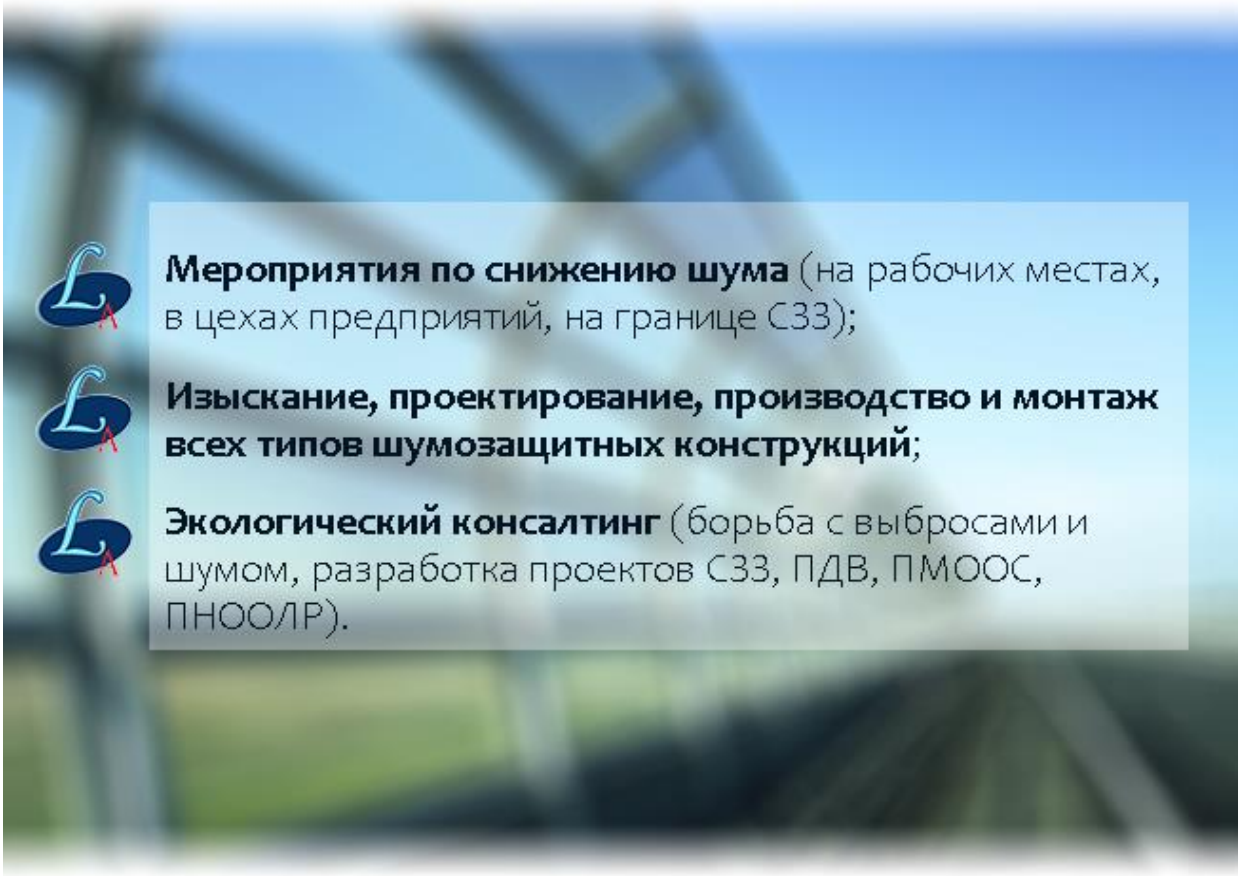
Москва, ул. Годовикова, д.9, Технопарк «Калибр»
Тел./факс: +7 (495) 225-55-01, +7 (499) 136-82-30, E-mail: info@octava.info

WWW.OCTAVA.INFO

О К Т А В А
Электрондизайн

Институт Акустических Конструкций

Выполним для Вас:



- **Мероприятия по снижению шума** (на рабочих местах, в цехах предприятий, на границе СЗЗ);
- **Изыскание, проектирование, производство и монтаж всех типов шумозащитных конструкций**;
- **Экологический консалтинг** (борьба с выбросами и шумом, разработка проектов СЗЗ, ПДВ, ПМООС, ПНООЛР).

Контакты:
e-mail: office@iakbarier.ru
info@iakbarier.ru
телефон: 7 (812) 500 08 25
наш сайт: iakbarier.ru

Общество с ограниченной ответственностью «Институт акустических конструкций»

VIII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием

ЗАЩИТА ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМА И ВИБРАЦИИ

23-25 марта 2021 г.

Санкт-Петербург

Сборник трудов конференции

Под редакцией Н.И. Иванова

Санкт-Петербург

2021

Научное издание

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

Защита от повышенного шума и вибрации: сборник трудов конф.
З-40 Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, 23-25 марта 2021 г., СПб/ Под ред. Н.И. Иванова. – СПб., 2021. – 261 с.

В сборнике трудов приводятся последние исследования в области акустики, снижения шума и вибрации, виброакустических измерений, строительных и инженерных конструкций с учетом требований шумовибрзащиты, дорожного и железнодорожного строительства. Для специалистов в области виброакустики.

УДК 628.517(04)

© БГТУ, 2021

© Авторы, 2021

Президент конференции:	**Иванов Николай Игоревич**, д.т.н., профессор, Заслуженный деятель науки РФ, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)
Председатель оргкомитета:	**Шашурин Александр Евгеньевич**, д.т.н., декан факультета Е «Оружие и системы вооружения», заведующий кафедрой «Экология и производственная безопасность» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)
Заместитель председателя оргкомитета:	**Васильева Виктория Константиновна**, ассистент кафедры «Экология и производственная безопасность» Балтийского Государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Оргкомитет конференции

Храпко Н.Н.	Секретарь организационного комитета, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)
Ломовцева С.Д.	Редактор сборника трудов конференции, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)
Никитенко А.А.	Секретарь научного комитета, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)
Мальцев А.С.	Разработчик и администратор сайта конференции, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Научный комитет

Malcolm Crocker, д.т.н, профессор, г. Обурн, США

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

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

Оглавление

Предисловие 9

Проблемы современной инженерной акустики

Шашурин А.Е., Борцова С.С., Васильева В.К. 11

Особенности использования экранов для снижения шума энергетического оборудования

Тупов В.Б. 16

Система российских стандартов по определению и заявлению параметров звукоизоляции строительных изделий

Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Невенчанная Т.О. 24

Опыт исследования и снижения низкочастотного шума энергетических установок

Васильев А.В. 30

Излучение звуковой мощности просеивателем муки

Заплетников И.Н., Кириченко В.А., Гордиенко А.В., Степанченко А.С. 40

Экспериментальное определение эффективности вибропоглощающих покрытий малой массы

Кирпичников В.Ю., Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В., Осетров А.В. 46

История изучения инфразвука как вредного производственного фактора в России

Зинкин В.Н., Мозжухина Н.А., Ахметзянов И.М. 51

Особенности нормирования шума транспорта в Российской Федерации

Буторина М.В., Куклин Д.А., Шабарова А.В., Васильев А.П. 60

Экспериментальное подтверждение гипотезы о возможности использования гиперболических канатных виброизоляторов «MAMSAR» в качестве отдельных или сборных муфт

Минасян М.А., Минасян А.М, Лэ Хи Ха 68

Перспективы совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров для диагностики промышленного оборудования

Валеев А.Р., Ташбулатов Р.Р., Харрасов Б.Г., Ганиева И.И. 75

Активные потери в перфорированных панелях на низких частотах

Драган С.П., Кезик В.И., Сулейманов А.Э. 80

Оценка шума от взрывных работ в карьере

Пименов И.К., Дементьев Н.А., Кузнецова А.Д. 87

Вакуумная прослойка в устройствах защиты от шума

Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В., Попов С.В. 98

Анализ и требования к системам измерения параметров воздушной ударной волны с применением имитаторов взрывных процессов

Скиба С.П., Пирожков М.В., Евсевьев В.В., Зинкин В.Н. 104

Особенности генерации звука струйным осциллятором Гельмгольца

Абдрашитов А.А., Марфин Е.А., Плахова Е.А. 111

Расчет акустической эффективности систем шума и пылезащиты технологических отверстий деревообрабатывающих станков

Русляков Д.В. 118

Контрольные примеры для подтверждения качества специализированных программных продуктов, предназначенных для расчетов уровней шума

Иванов А.В., Никифоров А.В., Кузьмицкий А.М. 123

О новом подходе к поиску акустических размеров малых помещений

Алешин А.Р., Гнутик А.П., Черезов М.И. 130

Метод расчета тональных компонент спектра пульсаций давления и звуковой мощности винтов квадрокоптера

Тимушев С.Ф., Клименко Д.В., Яковлев А.А. 140

Результаты исследований пластинчатого глушителя шума с объёмными элементами для газовоздушных каналов

Чугунков Д.В., Журавлев Е.А., Сейфельмлюкова Г.А. 147

Особенности расчета структурного шума в помещениях жилых и общественных зданий с использованием среды BlackBox

Мондрус В.Л., Сизов Д.К. 156

Сейсмические колебания, возбуждаемые движущимся железнодорожным составом

Заславский Ю.М., Заславский В.Ю. 163

Проблемы выбора силовой установки для легких винтовых самолетов и беспилотных воздушных судов с учетом требований по шуму на местности

Мошков П.А. 173

Совместное применение расчетного и измерительного методов оценки шума железнодорожного транспорта для разработки шумозащитных мероприятий

Черняк В.В., Куклин Д.А., Буторина М.В., Васильев А.П. 184

Сравнение двух методов оценки пиковых значений виброускорения, виброскорости и виброперемещения

Руденко Ю.К., Воронков А.А. 191

Снижение шумового загрязнения в городах с использованием ассимиляционного потенциала природной среды

Цесарь Т.А. 199

Исследование и анализ гигиенического нормирования производственного шума в некоторых странах мира

Новикова А.В., Салкуцан В.И. 203

Применение акустических звукоизоляционных материалов в шумозащитных экранах на дорогах общего пользования

Романов Н.В., Пегин П.А., Жуковский Е.М. 210

Современные подходы к снижению шумового и вибрационного воздействия на рабочих местах операторских насосных станций нефтеперерабатывающих производств

Глум Т.П., Меньшиков С.О., Борисов А.В. 216

Оценка неопределенности прогноза вибрации железнодорожного транспорта в проектируемых зданиях

Прокофьева П.Е., Канев Н.Г. 225

Расчет ожидаемого шума газотурбинных двигателей

Михайлова Т.С. 232

Выбор и анализ многослойных звукоизолирующих конструкций в условиях ограничений массогабаритных характеристик

Егорова Э.С., Кузнецова А.Д., Геворгян Н.Г. 238

Снижение вибрации и структурного шума большого морозильного рыболовного траулера на стадии эксплуатации

Геворгян Н.Г., Егорова Э.С. 246

Проблема воздействия шума на жителей Санкт-Петербурга

Вельможина К.А., Кандабаров Н.А. 253

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 VIII конференции приняли участие около 200 человек из Российской Федерации, а также из 10 иностранных государств (США, Италия, Англия, Германия, Индия, Аргентина, Перу, Украина, Белоруссия, Казахстан). На конференции присутствовали представители 74 компаний; 37 ВУЗов; 10 НИИ. Участниками конференции представлено и включено в сборник 34 доклада. В рамках конференции прошла выставка, представленная 6 фирмами, а также обучающий семинар.

Надеюсь, что материалы настоящего сборника будут полезны для участников конференции. Хотелось бы увидеть каждого из Вас на следующих конференциях.

Н.И. Иванов

УДК 534.2
OECD 01.03.AA

Проблемы современной инженерной акустики

Шашурин А.Е.[1*], Борцова С.С.[2], Васильева В.К.[3]
[1]Д.т.н., профессор, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Старший преподаватель, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Ассистент, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Вопросами акустики занимались ученые еще несколько сотен лет назад. Последнее столетие многие ведущие специалисты в этой области посвятили свои работы акустическим исследованиям. В нашей стране вопросам борьбы с шумом уделялось недостаточно внимания, но в начале 21 века эта проблема приобрела более широкий интерес. Вместе с этим отмечаются такие проблемы, как недостаточное финансирование, слабая инженерная подготовка, острая необходимость в обновлении нормативной базы и соблюдении принятых законов и документов. Авторами предложено обратить внимание и решать обозначенные вопросы, связанные с реальными статистическими примерами о финансировании и условиях труда. Уделив особое внимание борьбе с повышенным акустическим шумом и вибрацией, можно остановить регресс в социальной и экономической сферах.

Ключевые слова: шум, акустика, нормативная документация, закон о шуме, охрана труда, безопасность жизнедеятельности.

Problems of modern engineering acoustics

Shashurin A.E.[1], Bortsova S.S.[2], Vasilyeva V.K.[3]*
[1]Doctor *of Engineering Sciences, Professor, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*
[2]*Senior Lecturer, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*
[3]*Assistant, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia*

Abstract

Scientists have been studying acoustics several hundred years ago. Over the past century, many leading experts in this field have devoted their work to acoustic research. In our country, insufficient attention was paid to the issues of noise control, but at the beginning of the 21st century, this problem gained wider interest. At the same time, such problems as insufficient financing, low engineering training, the need to update the regulatory framework and compliance with adopted laws and documents. The authors are invited to pay attention and to solve the identified issues related to real statistical examples of financing and working conditions. Paying special attention to the fight against increased acoustic noise and vibration, it is possible to stop the regress in the social and economic spheres.

Key words: *noise, acoustics, regulatory documentation, noise law, labor protection, life safety*.

[*]*Автор корреспондент: 7596890@mail.ru (Шашурин А.Е.)*

Введение

В начале 21 века в нашей стране стало уделяться большое внимание не только акустическим исследованиям, но и вопросам, связанным с борьбой против шума. Это направление науки приобретает все более масштабное явление и все больше этому уделяется внимание, больше людей занимаются этими вопросами, учеными решаются все более интересные задачи, ставятся высокие цели. Но, естественно, и появляются проблемы, которые нужно решать. Некоторые из них описаны в этой статье.

1. Недостаточность финансирования

Акустическими проблемами стали заниматься больше, и действительно ведутся многие научно-исследовательские работы, но вот если посмотреть, сколько на это тратится, то можно увидеть довольно низкие цифры [1].

Приведем лишь несколько примеров. Рассматривая имеющиеся тендеры на научно-исследовательские работы по снижению шума, можно привести пример: вертолетный завод хочет снизить шум в салоне, а мы примерно знаем, что на конструкции шумозащиты такой машины уходит порядка 10-15% от стоимости техники. Так вот, стоимость одного серийного вертолета Ми в 2021 году составляет порядка 350 млн руб., а на исследования по снижению шума в кабине, завод готов потратить только порядка 1,5 млн. руб, т.е. это 0,43% от стоимости одной машины, причем речь идет о серийных образцах, конечно, это небольшие деньги и за них не разработать новые системы шумозащиты. Эта же ситуация происходит и в других отраслях, в тяжелом машиностроении, автомобилестроении. И действительно, вопросы борьбы с шумом на предприятиях поднимаются, но как дело доходит до финансов, проблема растворяется.

Следующий пример. Стоимость шумозащитного экрана в среднем составляет 120 млн. рублей на один километр. Средний срок службы экрана в России составляет 7-8 лет, а разработка методики по выбору материалов экрана стоит порядка 3 млн. руб. [2]. К сожалению, на эти деньги нельзя провести качественные и полноценные исследования.

Области, где применяются акустические исследования, обширны, но недостаток финансирования останавливает процесс достижения высоких результатов. Поэтому мы считаем, что недостаточное финансирование — это важная проблема, которую необходимо поднимать и решать на высоком уровне.

2. Инженерная подготовка специалистов акустиков в наши дни

Все мы знаем о великих советских или российских акустиках это Бреховских Л.М., Андреев Н.Н., Юдин Е.Я., Никифоров А.С., Осипов Г.Л., Иванов Н.И. и другие. Многие из современных акустиков учились по их книгам, кто-то продолжает их научные школы, но следует отметить, что сегодня очень мало людей занимается акустикой. И почему? Конечно, остались классические школы, выпускающие акустиков в МГУ имени М.В. Ломоносова, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЯУ МИФИ, БГТУ «ВОЕНМЕХ» имени Д.Ф. Устинова и другие. Сегодня специалистов, связанных с шумом, выпускают ВУЗы в Москве, Санкт-Петербурге, Нижнем Новгороде, Самаре, Ростове-на-Дону и многих других городах, но цифры приема на эти и смежные специальности, где изучаются вопросы защиты от шума и вибрации, колоссально малы. Для примера можно рассмотреть цифры приема на 2021г. в БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, 0 бюджетных мест на бакалавриат и 0 в магистратуру и аспирантуру. О какой акустике и защите от шума мы с вами будем говорить через несколько лет, если Государство считает, что это нам не нужно? И это действительно катастрофично, кто будет заниматься акустикой, если мы не учим ей. В настоящее время на всю Россию всего 6 действующих советов по акустике это критически малое значение. Поэтому проблема воспитания новых молодых акустиков очень актуальна.

А в программах дисциплины «безопасность жизнедеятельности» (далее – БЖД), по которым учат инженеров во всех ВУЗах нашей страны, акустике места практически не находится, и зачастую инженер знает, что это один из вредных факторов и на этом все. Как итог мы имеем на предприятиях экологов и инженеров, которые не способны решать вопросы повышенных уровней шума на рабочих местах либо внешнего шума. А учитывая, что и врачи уже давно акцентируют внимание, что шум — это бедствие, что от него не просто болеют, а умирают, подход этот нужно менять [3]. Для примера: железная дорога тратит на борьбу с шумом десятки миллиардов в год и зачастую делает это необдуманно, потому что в организации нет человека, который выстроит политику по борьбе с этой проблемой, мало грамотных специалистов, которые смогут оценить необходимость применения тех или иных мероприятий, тех или иных нормативных актов и прочее. То же самое происходит на автомобильных дорогах. Нет четкой политики и долгосрочного планирования по программе борьбы с шумом.

Не менее важны вопросы охраны труда. Обычно все эти вопросы отданы на откуп экологам или специалистам по охране труда, но, к сожалению, возвращаясь к нашему обучению, они недостаточно подкованы в вопросах снижения шума. Для примера: в Газпроме сегодня работает около полумиллиона человек. Рабочие профессии – примерно, половина. По данным СОУТ, у всех имеются превышения шума на рабочих местах, а это снижение работоспособности, увеличение травматизма и профзаболевания. Так как нет человека в организации, который разработал бы стратегию с учетом специфики предприятий – нет и четкой программы борьбы с повышенным шумовым воздействием. Уровень подготовки инженеров достаточно низкий. Поэтому вопросы подготовки кадров, обучения инженеров-акустиков, внедрения раздела защиты от шума в программу БЖД университетского курса очень актуальны. Мы в ВОЕНМЕХе ведем дополнительное образование, переподготовку, и это нужно внедрять по всей стране.

3. Обновление нормативной базы

Следующая проблема вытекает из предыдущей – это наша нормативная документация. Конечно, во многих случаях она устарела и требует замены. НИИ Строительной Физики ведет большую работу по переработке документов, но зачастую документацию разрабатывают и другие компании, которые не способны сделать это максимально точно и качественно. То же касается и методик измерения и документов на экраны и прочее. А почему это происходит? Если мы говорим о конструкциях, то это лоббирование своих интересов компаний производителей, конечно же, не всегда достаточный опыт у заказчика, а в виду недостаточной финансированности и других факторов, привлекать высококлассных специалистов не всегда есть возможность, на что и натыкаемся все мы постоянно и наступаем на старые грабли. Для примера: применение в конструкции шумозащитных экранов оцинкованных панелей, которые ругают уже примерно 10 лет, говоря, что они гниют, и что Европа от них отказалась, так и продолжают ставить их и прописывать разрешение на их использование в нормативной документации. В итоге, мы выпускаем новые требования, которые не соответствуют нашим нормативам, и так продолжается повсеместно. Нам нужны изменения методик измерения, нам нужны изменения методик расчетов и нам нужны новые нормативы по шуму. Мы до сих пор пользуемся нормами, которые были указаны в 77 году. Насколько с тех пор увеличилась нагрузка транспорта, насколько изменились мощности оборудования, а мы перестраиваться не хотим. Поэтому изменение нормативной базы это еще один основополагающий фактор, который позволит дать толчок в развитии акустики и борьбы с шумом.

4. Закон о шуме

В этой статье мы частично коснулись проблемы законов, что сегодня шумозащитные экраны не соответствуют государственным стандартам, но существует множество и других показателей, в частности, охрана труда. Большинство предприятий после оценки условий труда просто забывают про свои превышения уровней шума и продолжают работать в прежнем режиме, так как это практически не регулируется. При строительстве жилых зданий используются перегородки из гипсокартона, а в паспорте звукоизоляция составляет 50 дБ, за всем этим нужен строгий контроль и конечно же соблюдение законов и норм.

Сегодня в России, к сожалению, нет общего закона о шуме. В разных субъектах принимаются различные нормативные акты, но они касаются строго бытовых ситуаций, но как известно, закон должен быть на федеральном уровне и регулировать разные слои проблем. Это и создание карт шума городом, и разделение зон ответственности по источникам шума, и возможное разделение на нормы, день/ночь/утро/вечер, возможно разделение норм для разных территорий, четкие регламенты при несоблюдении норм, четкое разграничение финансирование этих проблем, четкие управленческие решения при выявлении превышений и так далее.

Заключение

Сегодня говоря о повышенных уровнях шума, об акустике, мы с Вами задеваем все сферы деятельности [4]. Ведь если мы не выспались из-за шума в квартире, окна которой выходят на проезжую часть и «ускорили» свой сердечный приступ это одна беда, а водитель автобуса или того хуже летчик, который просыпаясь всю ночь от шума мотоциклистов с утра ушел в полет и задремал это другая сторона вопроса. А сотрудник предприятия, который постоянно подвержен уровню шума, неизбежно окажется в зоне риска. И все мы, кто платит налоги со своей зарплаты, понимаем, что зачастую, без четких законов и качественных нормативных документов, все, что тратится на шумозащиту наших городов, тратится или впустую, или на очень короткие сроки что то же самое. Поэтому Федеральный закон о шуме нашей стране необходим [5].

Если начать решать те проблемы, которые мы обозначили, то эти средства, те новые знания, те выученные специалисты могли пойти на изучение акустики в других сферах. Медицина (УЗИ, хирургия), машиностроение, неразрушающий контроль, охрана труда, обследование территорий шельфов, пожаротушение, исследование дна океана и добыча полезных ископаемых, военная сфера — это акустическая разведка и оружие, бесшумные подводные лодки и многое-многое другое, где занимаются вопросами акустики. И во всех этих направлениях нам есть куда работать и развиваться.

Существует такое выражение «Тишина, ты лучшее из того, что я слышал» и мы уверены, что, решая эти проблемы, поднимая их, мы их конечно же решим, у нас обязательно получится сделать наш мир немного тише, а значит лучше.

Список литературы

1. Шашурин А.Е., Шумозащитные аспекты экологической безопасности // Сборник трудов научно-практической конференции «Технические средства мониторинга гидротехнических сооружений и экологическая безопасность среднеазиатского региона», г. Бишкек, Кыргызская Республика, 29 сентября 2017 г.

2. Шашурин А.Е., Ю.С. Бойко К.В. Бужинский, Проектирование и строительство шумозащитных экранов: исключение характерных ошибок, унифицированность и удешевление конструкции. Биосферная совместимость. – №3 (19). – 2017 (июль-сентябрь). – С. 96-104

3. Иванов Н.И. Защита от шума и вибрации. Учебное пособие / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин; издание второе, дополненное и переработанное – Печатный цех. – 2019. – 284 с. ISBN 978-5-6042448-3-8.

4. Иванов Н.И. Совершенствование законодательного регулирования охраны окружающей среды и здоровья человека от негативного шумового воздействия / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин // Мир Дорог, октябрь 2016. – № 45. – С. 70 – 72.

5. Шашурин А.Е. Новые технические и технологические решения для снижения акустического загрязнения шумозащитными экранами. Монография / А. Е. Шашурин. – СПб.: Изд-во Балт. гос. техн. ун-т, 2018. – 134 с.

УДК 621.311
OECD 02.01.IM

Особенности использования экранов для снижения шума энергетического оборудования

Тупов В.Б.
Д.т.н., профессор, Национальный исследовательский институт «МЭИ», г. Москва, Россия

Аннотация

Рассмотрены вопросы использования экранов для снижения шума энергетического оборудования, которые актуальны не только для энергетики, но и для энергетических объектов в других отраслях промышленности. Рассмотрено использование экранов для снижения шума трансформаторов, градирен, компрессоров, газораспределительных пунктов, газопроводов, а также совокупности источников. Приведены высоты экранов около здания газораспределительного пункта (ГРП), после которых не происходит дальнейшее увеличение их акустической эффективности, а также отмечено влияние технологических проемов на снижение эффективности акустических экранов. Показаны особенности использования акустических экранов на примере вентиляторной градирни и газопроводов низкого давления после газораспределительного пункта, когда использование акустических экранов оказывается нецелесообразным. Приведены результаты расчетов, которые показывают ограничения в использовании акустических экранов для снижения шума вентиляторных градирен большой мощности. Указано на важность комплексного снижения шума от энергетического оборудования.

Ключевые слова: акустический экран, шум**,** энергетическое оборудование**,** вентиляторная градирня, глушитель.

Features of the use of screens to reduce the noise of power equipment

Tupov V.B.
Doctor of Engendering Sciences, Professor, National Research University 'Moscow Power Engineering Institute', Moscow, Russia

Abstract

The issues of using barriers to reduce the noise of power equipment, which are relevant not only for power engineering, but also for power facilities in other industries are considered. The original developments to reduce the noise of transformers, cooling towers, compressors, gas distribution points, as well as gas pipelines, and a set of sources are considered. Limitations for the use of acoustic barriers are shown on the example of a fan cooling tower and low-pressure gas pipelines after the gas distribution point. The features of the use of acoustic screens are shown on the example of a fan cooling tower and low-pressure gas pipelines after a gas distribution point, when the use of acoustic barriers turns out to be impractical. The results of calculations are presented, which show the limitations in the use of acoustic barriers to reduce the noise of high-power fan cooling towers. The importance of comprehensive noise reduction from power equipment is pointed out.

Key words: *acoustic barriers, noise, power equipment, fan cooling tower, silencer.*

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

Введение

Акустические экраны получили широкое распространение для снижения шума автомобильного, железнодорожного транспорта, а также промышленных источников [1-8]. В настоящей работе рассматриваются особенности использования экранов для снижения шума энергетического оборудования, которое находится на открытом воздухе.

В соответствии с [9] 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.

Свойство экрана снижать шум основано на отражении и рассеивании падающих на него звуковых волн, при этом за экраном образуется «звуковая тень», если его размеры больше длины звуковой волны.

В соответствии с рекомендациями [9] в любой октавной полосе частот эффективность экрана не следует принимать более 20 дБ в случае дифракции на одной кромке (тонкие экраны) и 25 дБ в случае дифракции на двух кромках (толстые экраны). Дополнительное затухание на экране можно получить от использования облицовки звукопоглощающим материалом экрана и от использования специальных козырьков на верхнем ребре экрана [3-5]. Использование экрана может приводить к уменьшению интенсивности звука в направлении к оси воздухозабора канала (дутьевого вентилятора, компрессора), куда направлено основное излучение при отсутствии экрана, из-за изменения характера излучения. На эффективность акустического экрана влияют такие конструктивные факторы как высота и длина акустического экрана, его звукоизоляционные и звукопоглощающие свойства, угол дифракции акустического экрана, определяемый его высотой и расположением экрана по отношению к источнику шума и расчетной точке, материал [3]. 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 и ухудшить его рабочие характеристики [10]. С другой стороны, увеличение расстояния от источника шума до экрана резко уменьшает акустическую эффективность экрана. Например, для акустического экрана высотой 5 м акустическая эффективность уменьшается практически до нуля при увеличении расстояния до 100 м для расчетной точки на расстоянии 1000 м от наземного источника шума.

1. Примеры использования акустических экранов в энергетике

В [11-13] автором приводятся примеры использования акустических экранов для снижения шума:

градирен (рис.1);

дожимные компрессоров (рис.2);

различных систем вентиляции (рис.3);

воздухозаборников компрессоров (рис.4);

трансформаторов и автотрансформаторов, и других источников в энергетике.

В [14] рассмотрена возможность использования акустических экранов для снижения шума от здания газораспределительного пункта и газопроводов низкого давления после ГРП. В [15] показана особенности излучения шума от здания газораспределительного пункта и газопроводов низкого давления после ГРП. Показано, что основным источником является шум, образованный в процессе снижения давления в регулирующей арматуре, который излучается от корпуса регулирующей арматуры, а далее через стенки газопроводов после нее. При этом шум, излучаемый от газопроводов, выходящих из здания ГРП

существенно выше шума газопроводов, входящих в ГРП. Это позволяет принять место выхода газопроводов из ГРП за точечный источник для выполнения акустических расчетов. Шум, обусловленный потоком газа при соблюдении требований СП 42-101-2003 существенно меньше шума от регулирующей арматуры. Происходит снижение уровня звука на постоянном расстоянии от газопровода с изменением расстояния от здания ГРП. Например, уровень звука на расстоянии 10 м от газопровода при расстоянии 230 м будет на 20 дБА меньше, чем на расстоянии 10 м от ГРП. Показано, что максимальное затухание шума от использования экрана при его расположении на расстоянии 10 м от здания ГРП, а от расчетной точки на расстоянии 300 м будет при его высоте не меньше 7,4 м. Дальнейшее увеличение высоты экрана не приведет к увеличение его акустической эффективности.

Рис. 1. Звукопоглощающий экран градирни: 1 – градирня; 2 – воздухозаборное окно; 3 – акустический экран; 4 – фундамент; 5 – ближайшая жилая застройка

Рис.2. Акустический экран для снижения шума дожимной компрессорной

Рис. 3. Звукопоглощающие экраны для снижения шума от крышных вентиляторов: 1 – крышные вентиляторы; 2 – звукопоглощающие экраны

Рис. 4. Акустический экран для снижения шума воздухозаборов компрессоров

2. Особенности снижения шума акустическими экранами

Снижение шума с помощью экрана от газопровода имеет свои особенности. С увеличением высоты прохождения газопроводов акустическая эффективность экрана с фиксированной высотой снижается. С другой стороны, после определенной высоты экрана его эффективность остается также неизменной.

Проведенные расчеты показали, что увеличение высоты прохождения газопровода приводит к уменьшению затухания экраном. При высоте меньше 2,5 м от газопровода до верхней кромки экрана использование экрана не рекомендуется.

Наличие технологических проемов для обслуживания здания ГРП и проезда специализированной техники существенно снижает акустическую эффективность экрана. Снижение эффективности экрана составляет 17,9 дБА рядом с экраном и на 14,5 дБА при расположении расчетной точки от экрана на расстоянии 300 м от него по сравнению с результатами при отсутствии проема [16].

Установка дополнительных экранов напротив технологических проемов позволяет уменьшить уровень шума при распространении по оси технологического проема. Разница в уровнях звука составляет десятки дБА. Шум, который распространяется по сторонам дополнительных экранов, имеет ярко выраженную лучевую направленность.

Расположение дополнительных экранов напротив технологических проемов должны выбираться индивидуально для каждого здания ГРП в зависимости от ширины технологического проема, а также расположения относительно зон жилой застройки.

Особенностью использования экранов для снижения шума от энергетического оборудования является то, что минимальное расстояние между источником шума и экраном, которое обеспечивает максимальное затухание, не всегда может быть реализовано. С одной стороны, причинами этого являются, что расстояния между экранами и источниками шума должны быть достаточными для обеспечения поступления воздуха для охлаждения градирен, трансформаторов, корпусов вентиляторов и создавать минимальное аэродинамическое сопротивление для воздухозаборов компрессоров, дутьевых вентиляторов. С другой стороны, около источника шума проходят подземные коммуникации, либо строительство других объектов запрещено нормативными документами. Например, ближайшее расстояние по установке экрана к зданию ГРП в соответствии со СП 62.13330.2011 не может быть меньше 10 м [17]. Такое расстояние от здания ГРП позволяет использовать экран для снижения шума для окружающего жилого района. В других случаях расстояние может быть существенно больше и приводит к нецелесообразности использования акустического экрана. Здесь примером является сухая вентиляторная градирня.

Сухая вентиляторная градирня (рис.5) — это теплообменный аппарат, который обеспечивает поддержание заданных температур теплоносителя в составе систем охлаждения. Охлаждение теплоносителя происходит вследствие прохождения окружающего воздуха между оребренными трубками теплообменника. Воздух нагнетается с помощью осевых вентиляторов (1), которые являются источниками шума. В каждом ряду по высоте устанавливается по несколько вентиляторов, размещённых друг над другом. В общей сложности на одной градирне может находиться несколько десятков вентиляторов. Габаритные размеры градирни достигают несколько десятков метров, а высота – 30 м.

На рис.6 показаны изолинии уровня звука, дБА, в 3D модели градирни (1) при работе трех ярусов вентиляторов (2) на расстоянии 50 м от экрана (3). По результатам расчетов получено, что при расстоянии 50 м от градирни высота экрана, необходимая для соблюдения требований санитарных норм в расчётной точке на расстоянии 50 м, составляет 42 м. Выполнить акустический экран таких габаритных размеров представляется затруднительным, учитывая, что рядом проходят подземные коммуникации. Дальнейшее удаление экрана от источника шума приводит к существенному снижению акустической эффективности экрана для жилого района и делает его использование бессмысленным. А

увеличение высоты акустического экрана делает его установку экономически не выгодной по сравнению с альтернативными вариантами снижения шума.

Рис. 5. Сухая вентиляторная градирня: 1 – осевой вентилятор

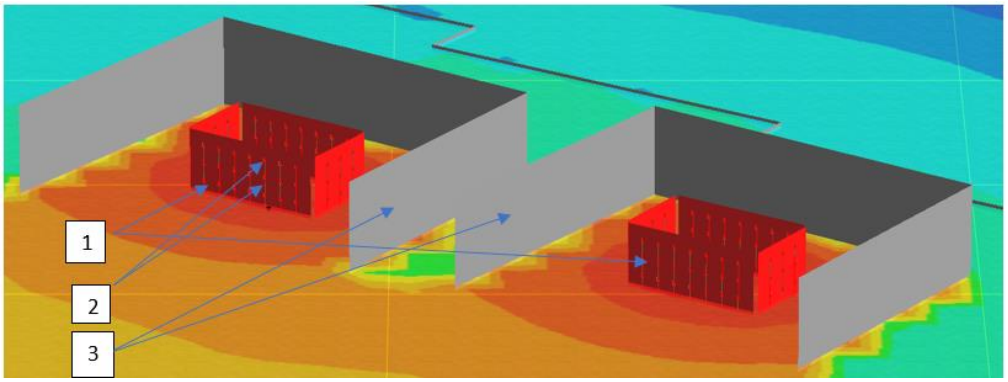


Рис.6. Изолинии уровня звука, дБА, в 3D модели градирни при работе трех ярусов вентиляторов на расстоянии 50 м от экрана: 1 – сухая градирня; 2 – осевые вентиляторы; 3 – экран

Следует отметить, что необходимого снижения только акустическими экранами в некоторых случаях достичь невозможно. Например, для обеспечения требуемого снижения от газопроводов наряду с акустическими экранами целесообразно использовать звукоизоляцию [18]. В [19] предложена методика, и получено условие, при котором возможно добиться требуемого снижения с наименьшими затратами, путем использования акустических экранов и звукоизоляции газопроводов.

Заключение

1. При установке экранов для снижения энергетического оборудования необходимо учитывать особенности его установки.
2. Использование акустических экранов имеет ограничения для снижения шума от источников, расположенных на поверхности, имеющей большие габаритные размеры, в том числе высоту (на примере вентиляторной градирни) и от трубопроводов, проходящих на высоте от земли (газопроводов низкого давления после газораспределительного пункта).
3. Установка экранов является комплексной задачей, при которой необходимо учитывать, кроме акустической эффективности, аэродинамическое сопротивление, создаваемое экраном, возможность установки экрана рядом с источником и технико-экономические показатели.

Список литературы

1. Борьба с шумом на производстве. Под. Ред. Е. Я. Юдина, М. Машиностроение, 1985. - Текст: непосредственный.
2. Основы проектирования транспортных шумозащитных экранов/ И.Л. Шубин, И.Е. Цукерников, Н. Николов, А. Писарски. - М.: ИД "БАСТЕТ", 2015. - Текст: непосредственный.
3. Иванов Н., Шашурин А. Защита от шума и вибрации. Печатный цех, 2019. - Текст: непосредственный.
4. Tyurina N.V., Ivanov N.I., Shashurin A.E. Investigation of acoustic barriers for transport noise control //22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV 2015, 22. 2015. - Текст: непосредственный.
5. Светлов В. В., Шашурин А.Е. Связь эффективности шумозащитных экранов с их конструктивными особенностями – М.: Сборник трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов, (2018). - Текст: непосредственный.
6. Цукерников И. Е., Тихомиров Л. А., Щурова Н.Е., Невенчанная Т.О. Оценка эффективности шумозащитных экранов при защите высотных зданий от транспортного шума // Строительство и реконструкция. 2019. № 3 (83). С. 41-46. - Текст: непосредственный.
7. Цукерников И. Е., Шубин И. Л., Невенчанная Т.О. Оценка снижения уровня звука шумозащитным экраном // Жилищное строительство. 2012. № 6. С. 40-42. - Текст: непосредственный.
8. Иванов Н. И., Светлов В. В., Шашурин А.Е. Снижение шума стационарных источников в жилой застройке технологическими шумозащитными экранами// Безопасность жизнедеятельности. 2018. № 6 (210). С. 16-22. - Текст: непосредственный.
9. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996). Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. – М.: Стандартинформ, 2006. - Текст: непосредственный.
10. Тупов В.Б. Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду/ В.Б. Тупов. – М.– Издательский дом МЭИ, 2012. – 284 с. - Текст: непосредственный.
11. 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. - Текст: непосредственный.
12. 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. - Текст: непосредственный.
13. Тупов В.Б. Проблемы и основные направления снижения шума в энергетике// Защита от повышенного шума и вибрации: сборник докладов VII Всерос. научно-практ.

конф. с междунар. участием, 19-21 марта 2019 г. СПб/ Под ред. Н.И.Иванова, С. 46-56. - Текст: непосредственный.

14. Тупов В.Б., Кузьминова С. А. Акустическая эффективность экранов для снижения шума от газораспределительных пунктов и их газопроводов // Вестник МЭИ. 2020. № 4. С. 81—88. DOI: 10.24160/1993-6982-2020-4-81-88. - Текст: непосредственный.

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. - Текст: непосредственный.

16. Кузьминова С. А., Тупов В.Б. Влияние технологических проемов на акустическую эффективность экранов газорегуляторного пункта// Вестник МЭИ. 2020.№3. С. 48-54. DOI: 10.24160/1993-6982-2020-3-48-54. - Текст: непосредственный.

17. СП 62.13330.2011 Газораспределительные системы. - Текст: непосредственный.

18. Тупов В.Б., Тараторин А.А., Кузьминова С. А., Скворцов В.С. Результаты мероприятий по снижению шума от газораспределительного пункта и газопроводов после него // Электрические станции. № 2 (1075), 2021. с. 48-51. - Текст: непосредственный.

19. Кузьминова С. А., Тупов В.Б. Метод обоснования мероприятий по снижению шума от газопроводов после газораспределительного пункта // Электрические станции. 2020. № 7 (1068). С. 21-23. - Текст: непосредственный.

УДК 534.8
OECD 01.03.AA

Система российских стандартов по определению и заявлению параметров звукоизоляции строительных изделий

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

Аннотация

Рассматривается сложившаяся в настоящее время и развиваемая институтом строительной физики система российских стандартов в области измерения, оценки и заявления параметров звукоизоляции строительных изделий. Система включает 21 национальный стандарт России. гармонизированные с действующими международными и европейскими стандартами. Стандарты устанавливают методы измерения изоляции воздушного и ударного шума в зданиях и элементами зданий в лабораторных и натурных условиях и оценки параметров звукоизоляции строительных изделий, а также стандарт России, задающий требования и методы заявления и проверки заявленных характеристик изоляции воздушного шума звукоизоляционных изделий. Приводится блок-схема, иллюстрирующая структуру и состав системы, ее современное состояние, степень гармонизации российских стандартов с международными и европейскими стандартами. Даны рекомендации по совершенствованию системы.

Ключевые слова: строительное изделие, стандарт, звукоизоляция, измерение, оценка, заявление.

System of Russian standards for determining and declaring sound insulation parameters of building products

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

Abstract

The current system of Russian standards in the field of measuring, evaluating and declaring the parameters of sound insulation of building products, which is being developed by the Institute of Building Physics, is considered. The system includes 21 national standards of Russia, harmonized with the current international and European standards. The standards establish methods for measuring the insulation of airborne and impact noise in buildings and of building elements in laboratory and field conditions and assessing the parameters of sound insulation of building products, as well as the Russian standard setting requirements and methods for declaration and verification of the declared characteristics of airborne noise insulation of soundproof products. A block diagram illustrating the structure and composition of the system, its current state, the degree of harmonization of Russian standards with international and European standards is presented. Recommendations for improving the system are given.

Key words: *building product, standard, sound insulation, measurement, assessment, declaration.*

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

Введение

Основным нормативно-техническим документом, в соответствии с которым с 1987 г. проводят измерения звукоизоляции ограждающих конструкций в России, является межгосударственный стандарт ГОСТ 27296 «Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций». В стандарте установлены методы измерения изоляции воздушного и ударного шума внутренними и наружными ограждающими конструкциями (стенами, перекрытиями и их элементами, перегородками, покрытиями полов) жилых и общественных зданий в лабораторных и натурных условиях.

В 2013 г. введены пять национальных стандартов серии ГОСТ Р ИСО 10140 «Акустика. Лабораторные измерения звукоизоляции элементов зданий», четыре стандарта серии ГОСТ Р ИСО 10848 «Акустика. Лабораторные измерения косвенной передачи воздушного и ударного шума между смежными помещениями» и шесть стандартов серии ГОСТ Р ЕН 12354 «Акустика зданий. Оценка акустических характеристик зданий по характеристикам их элементов». Стандарты введены как идентичные соответствующим сериям международных и европейских стандартов [1-3]. В 2016 г. на базе международного стандарта ISO 10052 [4] введен национальный стандарт ГОСТ Р 56689 «Акустика. Измерение звукоизоляции ударного и воздушного шума и шума инженерного оборудования зданий в натурных условиях. Ориентировочный метод». Стандарты подготовлены Научно-исследовательским центром контроля и диагностики технических систем (НИЦ КД, Нижний Новгород).

В 2016 году введены два национальных стандарта ГОСТ Р 56769 «Здания и сооружения. Оценка звукоизоляции воздушного шума» и ГОСТ Р 56770 «Здания и сооружения. Оценка звукоизоляции ударного шума», задающие одночисловые параметры изоляции воздушного и ударного шума в зданиях и элементами зданий и устанавливающие правила их определения по результатам измерений, выполненных в соответствии с указанными выше измерительными стандартами. В 2018 году введен национальный стандарт ГОСТ Р 57900 «Здания и сооружения. Определение и применение неопределенностей измерения звукоизоляции». С 01 января 2021 г. введен национальный стандарт ГОСТ Р 58951 «Здания и сооружения. Измерение звукоизоляции фасадов и их элементов в натурных условиях», устанавливающий технические методы определения изоляции воздушного шума элементами фасада и всем фасадом из измерений уровня звукового давления (УЗД) с использованием громкоговорителя в качестве искусственного источника шума или шума транспорта. Стандарты подготовлены НИИСФ РААСН как модифицированные (частичное введение) международным стандартам ISO 717 [5], ISO 12999-1 [6] и ISO 16283 (часть 3) [7].

В 2019, 2020 годах на базе международных стандартов серии ISO 16283 (части 1 и 2 [7]) НИИСФ РААСН разработаны проекты национальных стандартов на технические методы натурных измерений изоляции воздушного шума между двумя помещениями в здании и методы натурных измерений изоляции ударного шума в зданиях и элементами зданий. Проекты стандартов прошли все необходимые стадии разработки и согласования и в настоящее время находятся на утверждении в Росстандарте.

Указанные стандарты образуют систему основополагающих национальных стандартов Российской Федерации, использующих измерения уровня звукового давления, и позволяющих на современном мировом уровне выполнять аттестационные испытания звукоизоляционных характеристик строительных изделий.

В настоящем докладе представлена блок-схема системы, описывающая ее структуру и состав, современное состояние и степень гармонизации российских стандартов с международными и европейскими стандартами. Отмечаются перспективы развития системы.

1. Структура и состав системы

На рис. 1 приведена блок-схема системы.

Указаны отечественные, международные и европейские технические комитеты по стандартизации, ответственные за разработку нормативно технических документов в области звукоизоляции. В России таких комитета два: ТК 43 «Акустика» и ТК 465 «Строительство» (в настоящее время разработка стандартов по строительной акустике проводится в основном ТК 465), в Международной организации по стандартизации и Европейском союзе – по одному: ИСО ТК 43 «Акустика» и СЕН ТК 126 «Акустические свойства строительных изделий и зданий».

Выделены три направления, по которым разработаны стандарты: измерение, оценка и заявление параметров звукоизоляции строительных изделий. В рамках каждого направления приведен перечень действующих и разрабатываемых российских стандартов и их международных и европейских аналогов Степень гармонизации российских стандартов указана посредством их обозначения: идентичные стандарты имеют обозначение ГОСТ Р ИСО (ГОСТ Р ЕН), для модифицированных стандартов обозначение международного аналога приводят в круглых скобках. В соответствии с соглашением между ИСО и Евросоюзом приведенные международные стандарты введены в качестве идентичных европейских стандартов и имеют обозначение ЕН ИСО.

Наиболее разработано направление измерительных стандартов. Оно содержит основополагающие стандарты, устанавливающие базовые методы измерения изоляции воздушного и ударного шума в лабораторных и натурных условиях, стандарты, устанавливающие методы измерения изделий определенного вида, стандарты для лабораторных измерений косвенной передачи воздушного и ударного шума между смежными помещениями. Структурно замыкает направление стандарт ГОСТ Р 57900, устанавливающий метод оценки неопределенности результатов измерений, правила определения неопределенностей по межлабораторным испытаниям; специфику применения неопределенностей в строительной акустике. Кроме того, в нем даны типичные неопределенности для величин, определяемых измерительными стандартами серии ГОСТ Р ИСО 10140, и соответствующих им одночисловых параметров, определенных по ГОСТ Р 56769 и ГОСТ Р 56770.

Второе направление (оценка звукоизоляции) содержит две группы стандартов: модифицированные стандарты по оценке одночисловых параметров изоляции воздушного и ударного шума по спектральным характеристикам звукоизоляции, определенным с помощью измерительных стандартов, и идентичные европейским стандартам российские стандарты на методы оценки звукоизоляции здания по звукоизоляции его элементов. Особенности, характеризующие первую группу стандартов, рассмотрены в работах [8, 9]. Что касается второй группы стандартов, в них установлены расчетные методы оценки звукоизоляции воздушного и ударного шума, распространяющегося в зданиях между помещениями (ГОСТ Р ЕН 12354-1, 2), расчетные методы оценки параметров звукоизоляции внешнего шума (ГОСТ Р ЕН 12354-3), методы расчета уровня звуковой мощности шума, создаваемого источниками, расположенными внутри здания, и излучаемого наружу его ограждающими конструкциями (ГОСТ Р ЕН 12354-4), методы расчета уровня звукового давления шума в здании, вызванного работой инженерного оборудования (ГОСТ Р ЕН 12354-5), а также метод расчета общей эквивалентной площади звукопоглощения и времени реверберации в закрытых пространствах зданий (ГОСТ Р ЕН 12354-6). В ГОСТ Р ЕН 12354-1÷4 расчеты могут быть выполнены как в полосах частот, так и в виде оценки одним числом, в частях 5, 6 расчеты выполняют в полосах частот. Стандарты предназначены для экспертов в области акустики и служат основой для разработки документов и программных средств для других специалистов в строительстве с учетом региональных требований.

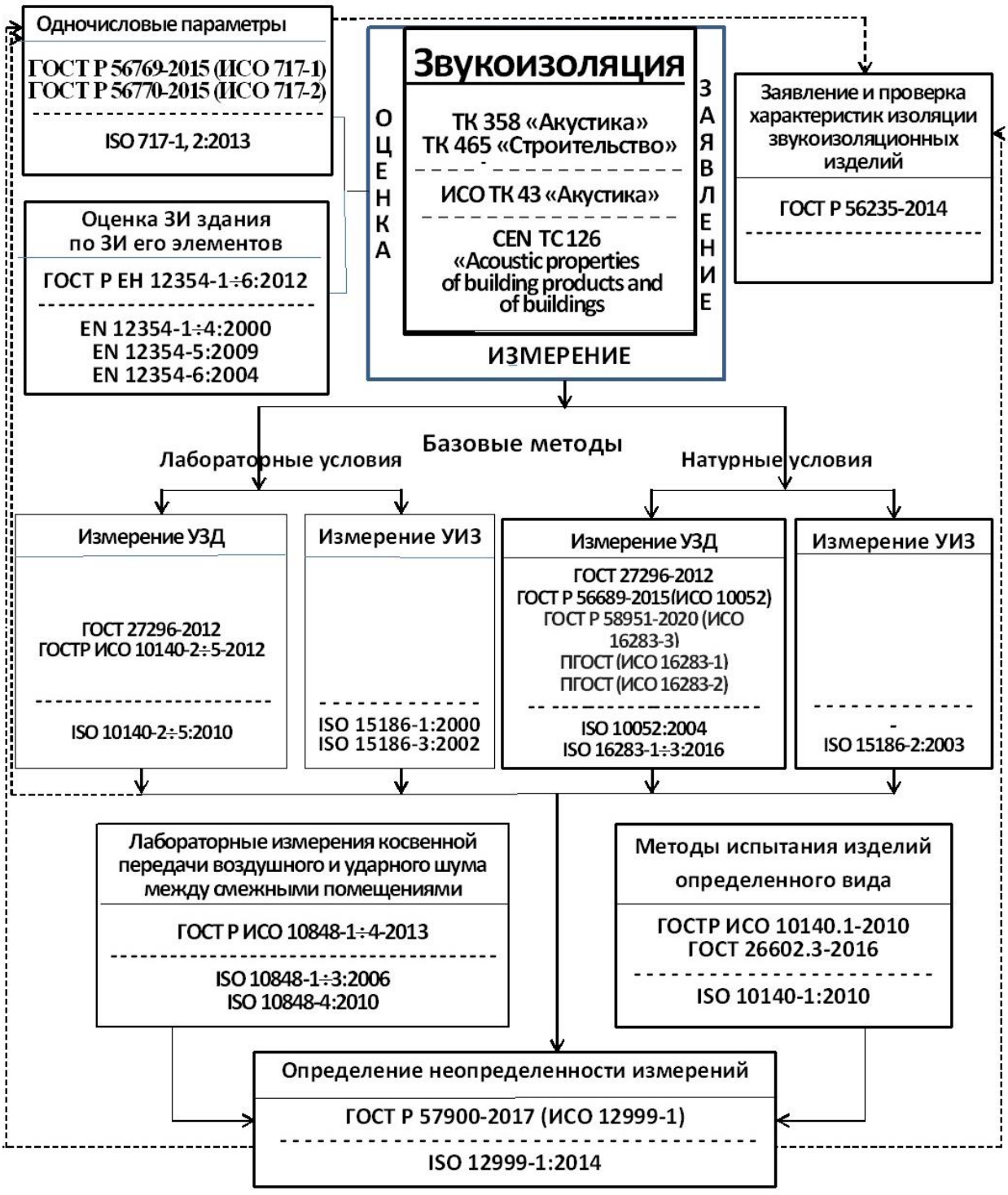


Рис. 1. Система российских стандартов для измерения, оценки и заявления параметров звукоизоляции строительных изделий

Третье направление представлено стандартом ГОСТ Р 56235-2014 «Заявление и проверка характеристик изоляции воздушного шума звукоизоляционных изделий», устанавливающим требования к заявлению характеристик изоляции воздушного шума изделий, метод установления заявленных значений, метод для проверки заявленных значений, данные, которые следует включать в техническую и эксплуатационную

документацию при заявлении характеристик изоляции воздушного шума. Стандарт не имеет международного или европейского аналога.

На схеме рис.1 сплошными и штриховыми линиями со стрелками показана связь между отдельными стандартами (группой стандартов) системы, устанавливающая целесообразный порядок применения стандартов.

2. Ближайшие перспективы развития системы

В международной практике выделяют две измеряемые характеристики звукового поля: уровень звукового давления (УЗД) и уровень интенсивности звука (УИЗ). В настоящее время российские стандарты, содержащие методы, основанные на измерении УИЗ, отсутствуют. Так как эти методы позволяют определять параметры звукоизоляции строительных изделий с требуемой для практического применения точностью в условиях значительного вклада косвенной передачи звука между помещениями, целесообразно их введение в качестве российских стандартов.

ГОСТ Р 56235-2014 был разработан в 2013-2014 годах, когда на территории РФ действовал только ГОСТ 27296. В результате установленные стандартом методы определения и проверки характеристик изоляции воздушного шума основаны на критерии повторяемости результатов испытаний и позволяют проводить измерения для установления и проверки заявленных значений в одной и той же испытательной лаборатории. В план национальной стандартизации 2021 года включен пересмотр ГОСТ Р 56235, при котором критерий повторяемости будет заменен на более широкий критерий воспроизводимости результатов испытаний по ГОСТ Р 57900. Это позволит проводить сопоставительные испытания по аттестации и сертификации характеристик звукоизоляции строительных изделий в различных испытательных лабораториях.

Российские тандарты, устанавливающие требования к испытанию отдельных видов изделий (например, ГОСТ 26602.3-2016 на блоки оконные и дверные) должны быть приведены в соответствие с основополагающими стандартами.

Заключение

В настоящее время в России на базе международных и европейских стандартов практически создана система основополагающих российских стандартов по измерению, оценке и заявлению параметров изоляции воздушного и ударного шума зданий и сооружений и их элементов. Система позволяет выполнять аттестационные испытания звукоизоляционных характеристик строительных изделий на современном мировом уровне. Ее можно совершенствовать и дополнять, например посредством введения интенсиметрических методов в соответствии с международными стандартами [10] и актуализации входящих в систему действующих стандартов.

Наличие такой системы предоставляет отечественным изготовителям строительных изделий техническую возможность выхода на мировой рынок.

Список литературы

1. ISO 10140:2010 Acoustics - Laboratory measurement of sound insulation of building elements - Part 1: Application rules for specific products, Part 2: Measurement of airborne sound insulation, Part 3: Measurement of impact sound insulation, Part 4: Measurement procedures and requirements, Part 5: Requirements for test facilities and equipment.

2. ISO 10848:2010 Acoustics – Laboratory measurement of the flanking transmission of airborne and impact sound between adjoining rooms – Part 1: Frame document, 2006; Part 2: Application to light elements when the junction has a small influence, 2006; Part 3: Application to light elements when the junction has a substantial influence, 2006; Part 4: Application to junctions with at least one heavy element,.

3. EN 12354:2000, 2009, 2004 Building acoustics. Estimation of acoustic performance of buildings the performance of elements. Part 1. Airborne sound insulation between rooms; Part 2. Impact sound insulation between rooms; Part 3. Airborne sound insulation against outdoor sound; Part 4. Transmission of indoor sound to the outside; Part 5. Sounds levels due to the service equipment; Part 6. Sound absorption in enclosed spaces.

4. ISO 10052:2004 Acoustics - Field measurements of airborne and impact sound insulation and of service equipment sound. Survey method.

5. ISO 717:2013 Acoustics — Rating of sound insulation in buildings and of building elements — Part 1: Airborne sound insulation; Part 2: Impact sound insulation.

6. ISO 12999-1:2014 Acoustics — Determination and application of measurement uncertainties in building acoustics - Part 1: Sound insulation.

7. ISO 16283:2014, 2016 Acoustics - Field measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part 1: Airborne sound insulation Part 2: Impact sound insulation Part 3: Facade sound insulation.

8. Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Щурова Н.Е., Невенчанная Т.О. Особенности применения международного стандарта ISO717-1:2013 в России. Жилищное строительство, 2015, 6-10.

9. Цукерников И.Е., Шубин И.Л., Невенчанная Т.О. Измерение и оценка звукоизоляции строительных изделий. БСТ, 2020, №6 (1030), с. 19-21.

10. 15186-1:2000Acoustics - Measurement of sound insulation in buildings and of building elements using sound intensity - Part 1: Laboratory measurements; Part 2: Field measurements; Part 3: Laboratory measurements at low frequencies.

УДК 534.6
OECD 01.03.AA

Опыт исследования и снижения низкочастотного шума энергетических установок

Васильев А.В.
Д.т.н. профессор, Самарский государственный технический университет,
г. Самара, Россия

Аннотация

В статье описаны результаты измерений шума, генерируемого энергетическими установками различных типов (компрессорных установок, насосов, автомобильных двигателей внутреннего сгорания), анализ которых показывает, что наиболее значительные уровни звука, наблюдаются в диапазоне низких частот. При снижении низкочастотного шума, создаваемого при работе энергетических установок, до приемлемых гигиенических требований особое внимание следует уделить устранению влияния пульсирующего потока газа. Перспективным является использование методов активной и гибридной компенсации низкочастотного звука энергетических установок. В целом максимально эффективного снижения уровня низкочастотного шума, генерируемого при работе энергетических установок, можно достичь только путем реализации комплекса различных мероприятий.

Ключевые слова: шум, низкие частоты, энергетические установки, исследование, снижение.

Experience of research and reduction of low frequency noise of power plants

Vasilyev A.V.
Doctor of Engineering Sciences, Professor, Samara State Technical University, Samara, Russia

Abstract

In this paper results of measurements of noise of different kinds of power plants compressor set-up, pump, automobile internal combustion engines) are described. Results of measurements are showing that the most significant noise levels are obtained in low frequency range. During reduction of the low frequency noise generated by power plants special attention should be paid to reduction of influence of pulsations of gas flow. Perspective solution is using of methods of active and hybrid compensation of low frequency sound op power plants. In total maximally efficient reduction of level of low frequency noise generated during operation of power plants may be achieved only by realization of complex of different measures.

Key words: *noise, low frequencies, power plants, research, reduction.*

Введение

Воздействию повышенных уровней шума в условиях современного промышленного города подвергается всё больше жителей [1, 3-6, 10, 11, 14- 16, 18], что представляет серьезную опасность для здоровья человека и для окружающей среды.

Мощным источником внешнего шума в условиях территории жилой застройки являются транспорт и промышленные предприятия, особенно в том случае, если предприятия расположены вблизи жилых кварталов. Поэтому необходимо исследовать как интенсивность транспортного шума, так и шума промышленных предприятий при производственной деятельности человека с целью предотвращения нанесения ущерба

Автор корреспондент: avassil62@yandex.ru (Васильев А.В.)

здоровью человека и биосфере, выявления соответствия шума гигиеническим нормам и его снижения [1, 3-8, 10, 14, 15, 18].

Проблема воздействия транспортного шума (преимущественно шума автомобильного транспорта) в условиях жилой застройки является крайне актуальной практически для всех городов в мире. При этом энергетические установки транспортных средств создают наиболее интенсивное излучение звука в области низких частот.

Значительное акустическое излучение в низкочастотном диапазоне возникает при работе автомобильных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [10, 11, 16].

Другой интенсивный источник низкочастотного звука - энергетические установки производственных предприятий (низкооборотные компрессорные установки, воздуходувки, стационарные двигатели внутреннего сгорания, системы вентиляции и пр.) [4, 5, 7, 8, 10, 17].

В настоящей статье автор описывает особенности и результаты исследования источников низкочастотного шума, создаваемого энергетическими установками, и его снижения.

1. Экспериментальные исследования низкочастотного шума энергетических установок автомобильного транспорта и промышленных предприятий

Проведены экспериментальные исследования низкочастотного шума, генерируемого энергетическими установками различных типов. Измерения проводились как в соответствии с требованиями существующих нормативных документов, так и с использованием методик, разработанных автором.

Шум автомобильных двигателей внутреннего сгорания измеряется в соответствии с ГОСТ Р 53838-2010 «Автомобильные двигатели. Допустимые уровни шума и методы измерения». ГОСТ Р 52231-2004 «Внешний шум автомобилей в эксплуатации. Допустимые уровни и методы измерения» определяет методы измерений внешнего шума автомобилей. Измерение уровня шума проводят на неподвижном автомобиле. Показателем внешнего шума при проверке технического состояния автомобиля считают уровень шума выпускной системы двигателя. Устанавливают микрофон над поверхностью площадки на высоте расположения выпускной трубы глушителя, но не ниже 0,2 м. Микрофон размещают на расстоянии (0,5±0,05) м от среза выпускной трубы.

Шум в условиях производства и окружающей среды в России оценивается в соответствии с гигиеническими требованиями, установленными действующими санитарными нормами, а также строительными нормами и правилами. Нормативными параметрами для непостоянного шума являются эквивалентные и максимальные уровни шума, дБА.

Для исследования низкочастотного шума и характеристик низкочастотных газодинамических пульсаций давления газа в газоводах энергетических установок использовались портативный 4-40 канальный анализатор вибрационных, акустических и тензосигналов LMS SCADAS Mobile производства компании LMS International совместно с датчиком пульсаций компании PCB, для измерений шума энергетических машин и установок использовались шумомер, виброметр, анализатор спектра 1-го класса точности АССИСТЕНТ TOTAL, шумомер-анализатор шума «Октава 101АМ», анализатор шума и вибрации компании «Октава Электрондизайн» – прецизионное оборудование первого класса точности.

Для исследований разработаны различные варианты экспериментальных установок. На рис. 1 показана схема компрессорной установки Самарского государственного технического университета. Нагнетаемый компрессором 1 воздух поступает в ресивер 5, где генерируется давление, и далее проходит через фланцевые соединения 10, 12 в трубопровод, откуда уже распределяется на другие лабораторные стенды. От ресивера 5 отходит манометр 7, который показывает набранное давление в

емкости. В случае, если давление в системе превысит значение 3 кгс/см^2, срабатывают предохранительные клапаны 3, 4. Между ресивером 5 и ресивером 6 установлен проходной вентиль. Компрессор 2, ресивер 6, манометр 8 и фланцевые соединения 11, 13 в настоящий момент не используются.

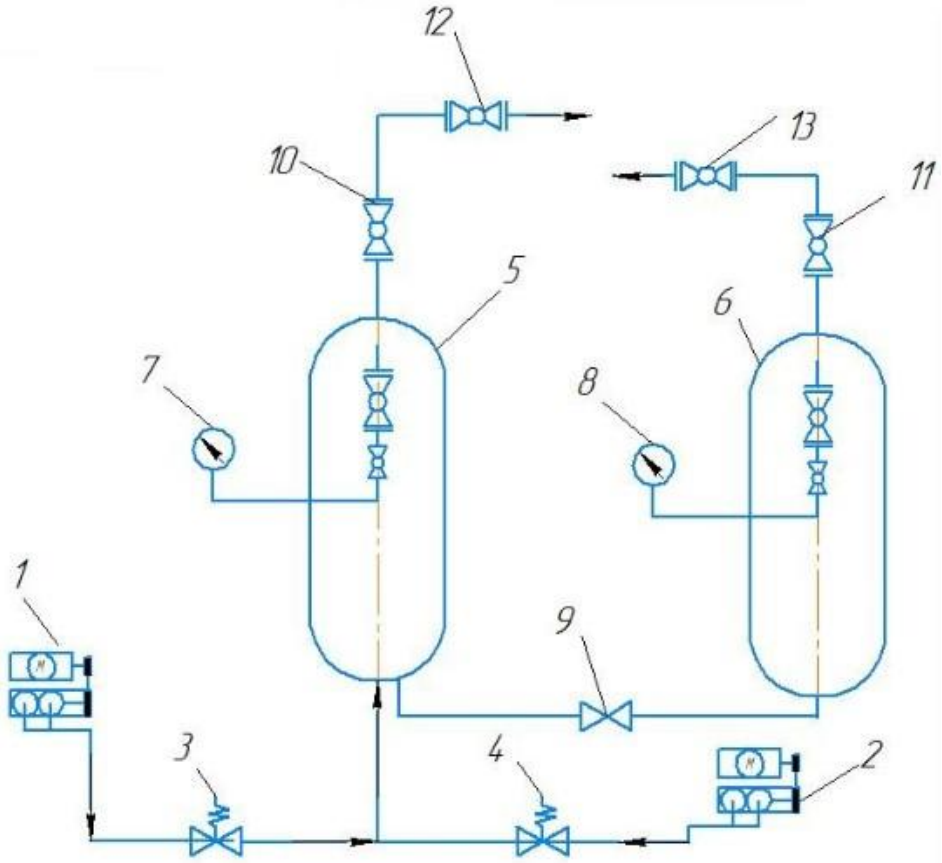


Рис. 1. Схема компрессорной установки для исследования характеристик низкочастотных газодинамических пульсаций давления газа:
1, 2 – компрессоры, 3, 4 - предохранительные клапаны, 5, 6 - ресиверы, 7, 8 – манометры, 9 – вентиль, 10, 11, 12, 13 - фланцевые соединения

Исследованы характеристики низкочастотного шума и газодинамических пульсаций давления газа на экспериментальной компрессорной установке, находящейся на кафедре «Химическая технология и промышленная экология» Самарского государственного технического университета. Основной частотой работы компрессора является частота 35 Гц. Давление нагнетания фиксировалось манометром. На рис. 2 показан третьоктавный спектр уровня звукового давления, измеренный на экспериментальной компрессорной установке Самарского государственного технического университета при давлении нагнетания 2 атмосферы.

Исследованы акустические характеристики легкового автомобиля Ларгус Кросс для различных режимов работы (рис. 3, 4).

В реальных производственных условиях на химическом предприятии ПАО «КуйбышевАзот» исследованы акустические характеристики оппозитного поршневого компрессора «Маннесманн – Меер» (рис. 6) и при работе аммиачного насоса высокого давления «URACA» (рис. 7). Общий вид компрессорной установки оппозитного поршневого компрессора «Маннесманн – Меер» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАзот» показан на рис. 5.

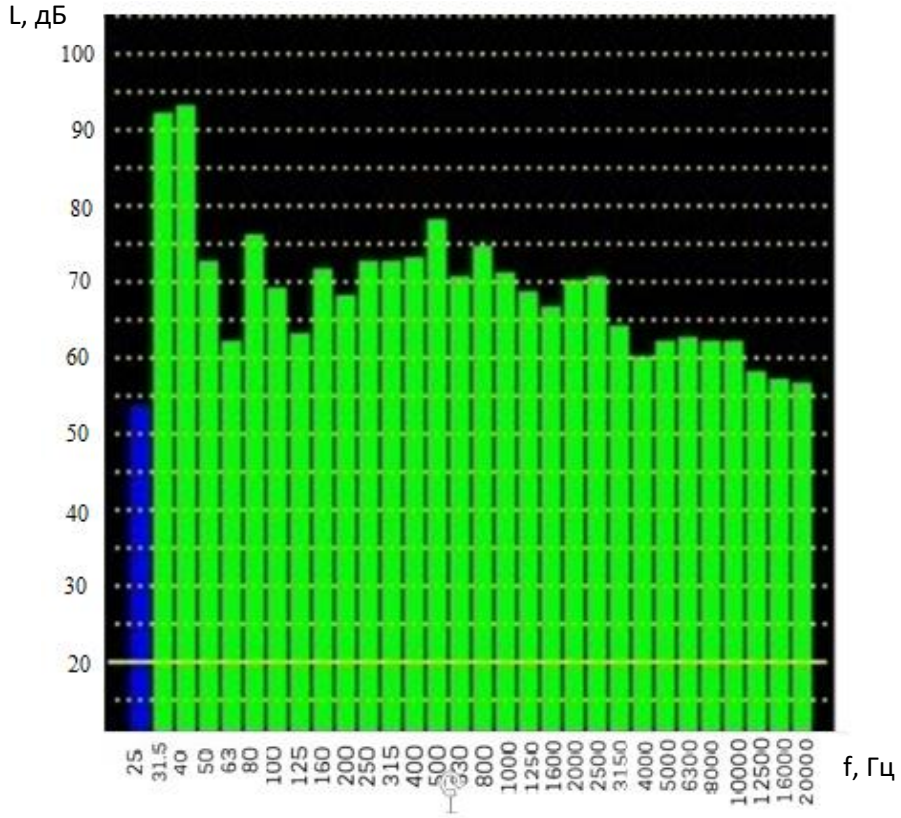


Рис. 2. Третьоктавный спектр уровня звукового давления, измеренный на экспериментальной компрессорной установке Самарского государственного технического университета

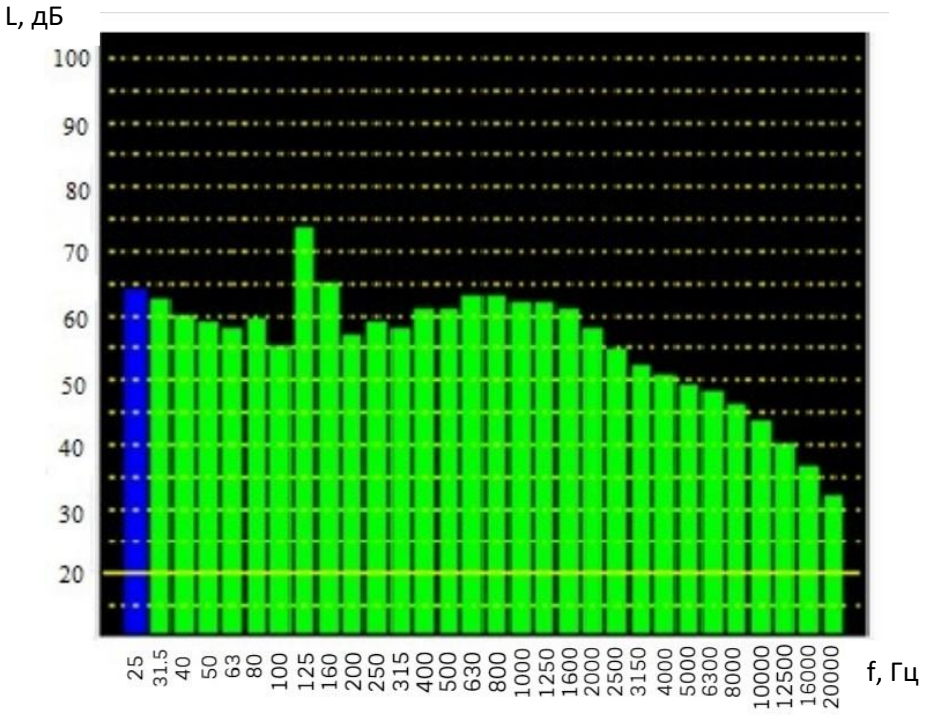


Рис. 3. Третьоктавный спектр уровня звукового давления, измеренный для легкового автомобиля Ларгус Кросс в режиме разгона на скорости 50 км/ч на 2 передаче на расстоянии 7,5 метров от проезжающего автомобиля

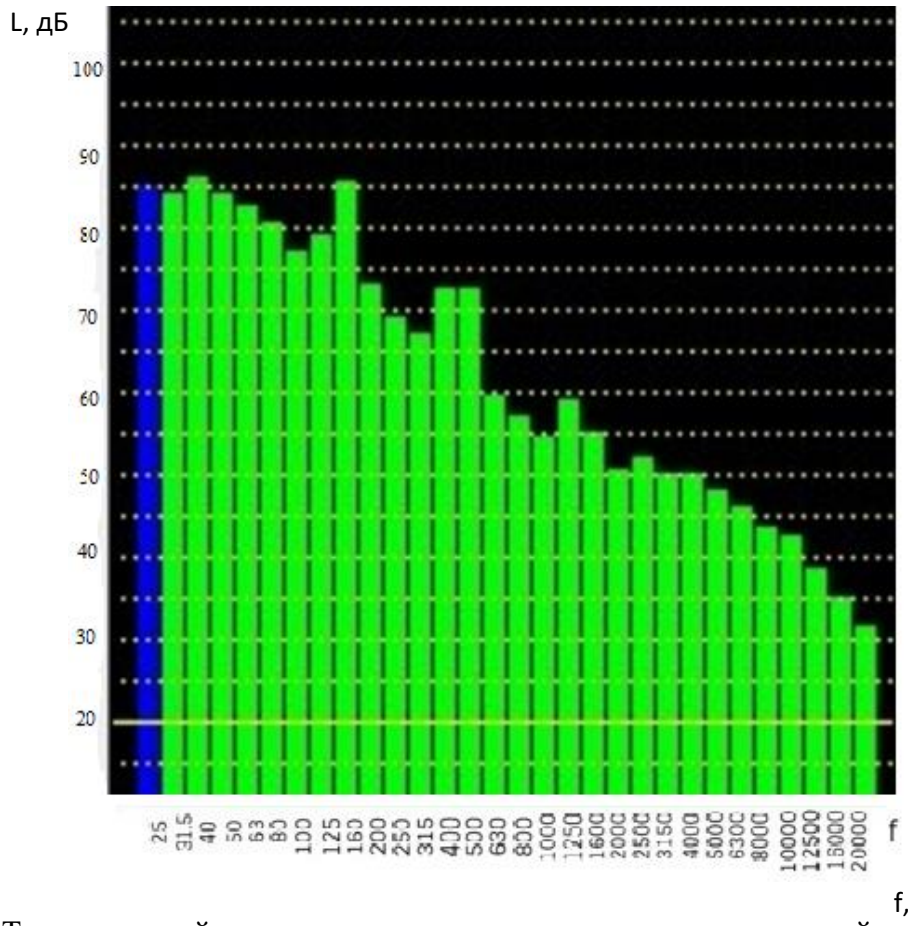


Рис. 4. Третьоктавный спектр уровня звукового давления, измеренный для легкового автомобиля Ларгус Кросс на холостых и повышенных оборотах на расстоянии 0,5 метра от среза выхлопной трубы

Рис. 5. Общий вид компрессорной установки оппозитного поршневого компрессора «Маннесманн – Меер» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАзот»

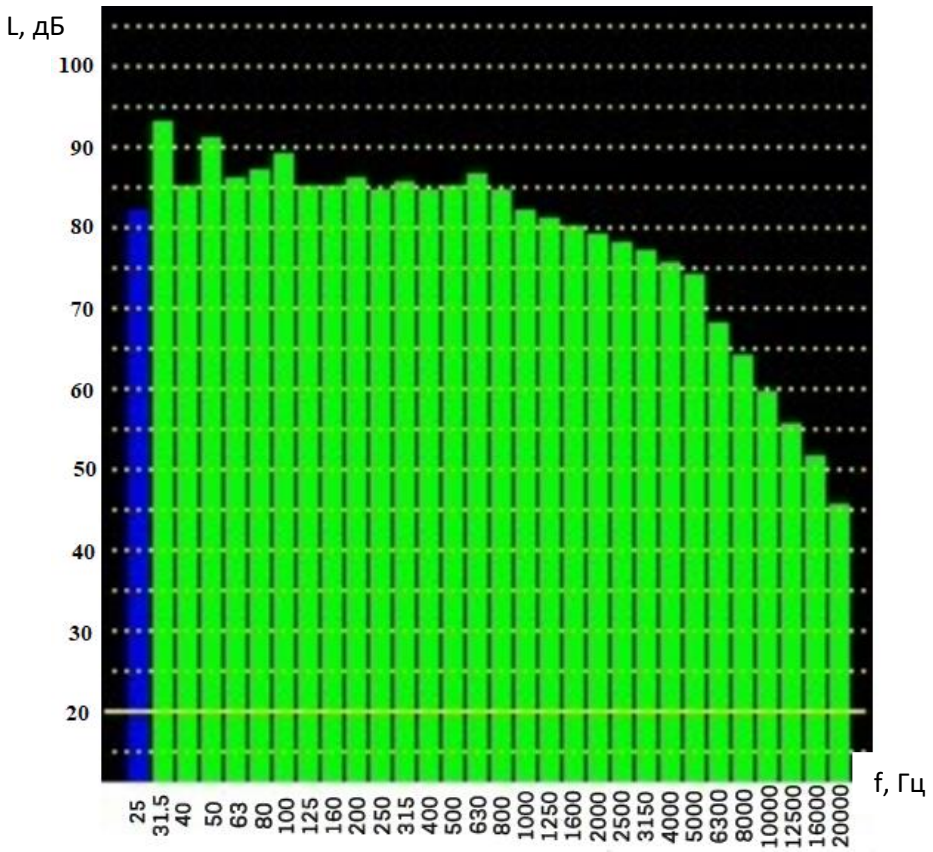


Рис. 6. Третьоктавный спектр уровня звукового давления, измеренный при работе оппозитного поршневого компрессора «Маннесманн – Меер» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАзот»

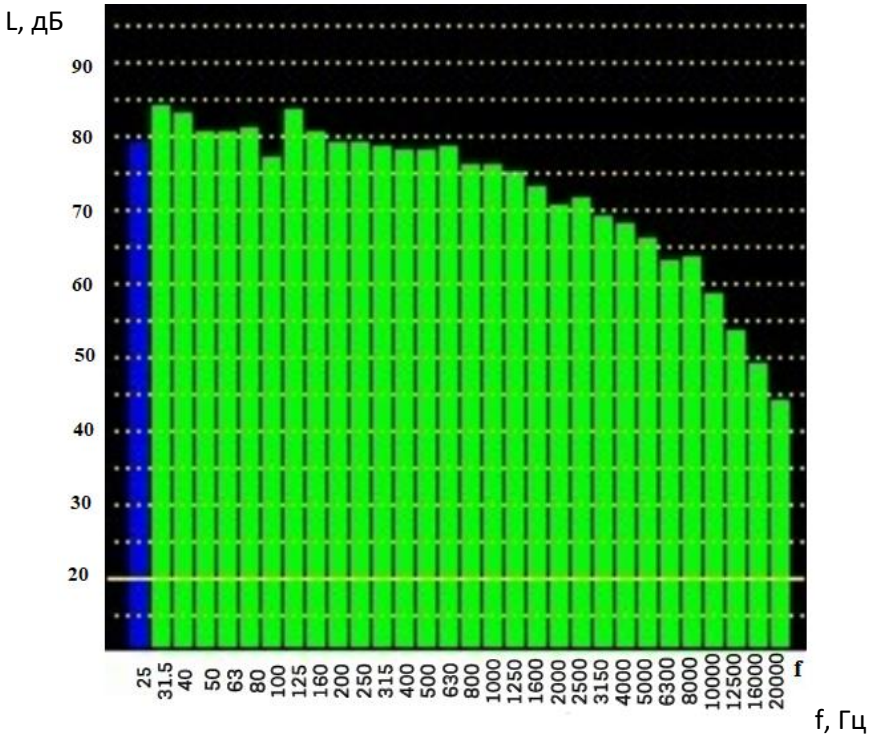


Рис. 7. Третьоктавный спектр уровня звукового давления, измеренный при работе аммиачного насоса высокого давления «URACA» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАзот»

Результаты измерений позволяют сделать следующие основные выводы.

1. На октавном и третьоктавном спектрах уровня звукового давления, измеренного для экспериментальной компрессорной установки Самарского государственного технического университета видно, что максимальные уровни звукового давления наблюдаются на частотах 31,5 Гц и 40 Гц. Ранее при экспериментах на этой же установке было установлено, что максимальные значения низкочастотных пульсаций давления газа наблюдаются на частоте 35 Гц. Таким образом, экспериментально показано, что пульсации давления газа вносят основной вклад в формирование низкочастотного звука и вибрации компрессорной установки.

2. Результаты измерения уровня звукового давления для легкового автомобиля Ларгус Кросс в режиме разгона на скорости 50 км/ч на 2 передаче на расстоянии 7,5 метров от проезжающего автомобиля показывают, что максимальным является звуковое давление на частоте 125 Гц, что соответствует основной частоте работы двигателя.

3. Результаты измерений уровней звукового давления при работе оппозитного поршневого компрессора «Маннесманн – Меер» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАзот» показывают, что максимальным является звуковое давление в низкочастотном диапазоне. Максимальным является уровень звукового давления на частоте 31,5 Гц.

4. Результаты измерений уровней звукового давления при работе аммиачного насоса высокого давления «URACA» в цехе №4 ПАО «КуйбышевАзот» подтверждают, что максимальным является звуковое давление в низкочастотном диапазоне. Максимальным является уровень звукового давления на частоте 31,5 Гц.

2. Опыт снижения низкочастотного шума энергетических установок

Наиболее эффективного снижения уровня низкочастотного шума, излучаемого в окружающую среду при работе энергетических установок, можно достичь только путем реализации комплекса различных мероприятий.

Технические решения, направленные на снижение низкочастотного шума энергетических установок, предлагается разделить по следующим критериям систематизации.

1. Общий подход к снижению низкочастотных газодинамических пульсаций в газоводах энергетических установок и вызванного ими шума.

2. Область генерации и (или) распространения низкочастотного звука.

3. Пространственная разновидность распространения низкочастотного звука.

4. Энергетический критерий.

5. Комплексность снижения шума энергетических машин и установок от различных источников.

6. Разновидность спектра энергетических машин и установок - источников низкочастотного звука.

7. Тип энергетической машины или установки.

Звукоизоляция эффективна в высоко- и среднечастотном диапазоне, но неэффективна для снижения низкочастотного звука [2, 10, 13].

Традиционным способом снижения шума систем газообмена энергетических установок является установка глушителей в местах выхода трубопроводов в атмосферу.

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

Использование метода активной компенсации звука является весьма эффективным мероприятием для снижения низкочастотного звука энергетических установок [2, 4, 10, 12, 13, 17]. В целом активная компенсация звука эффективна на низких частотах в диапазоне 20 - 300 Гц.

Под руководством автора разработан и апробирован ряд устройств активной компенсации низкочастотного шума энергетических установок [2-5, 12, 17 и др.].

Принципиальная схема одного из разработанных устройств показана на рис. 8 [12].

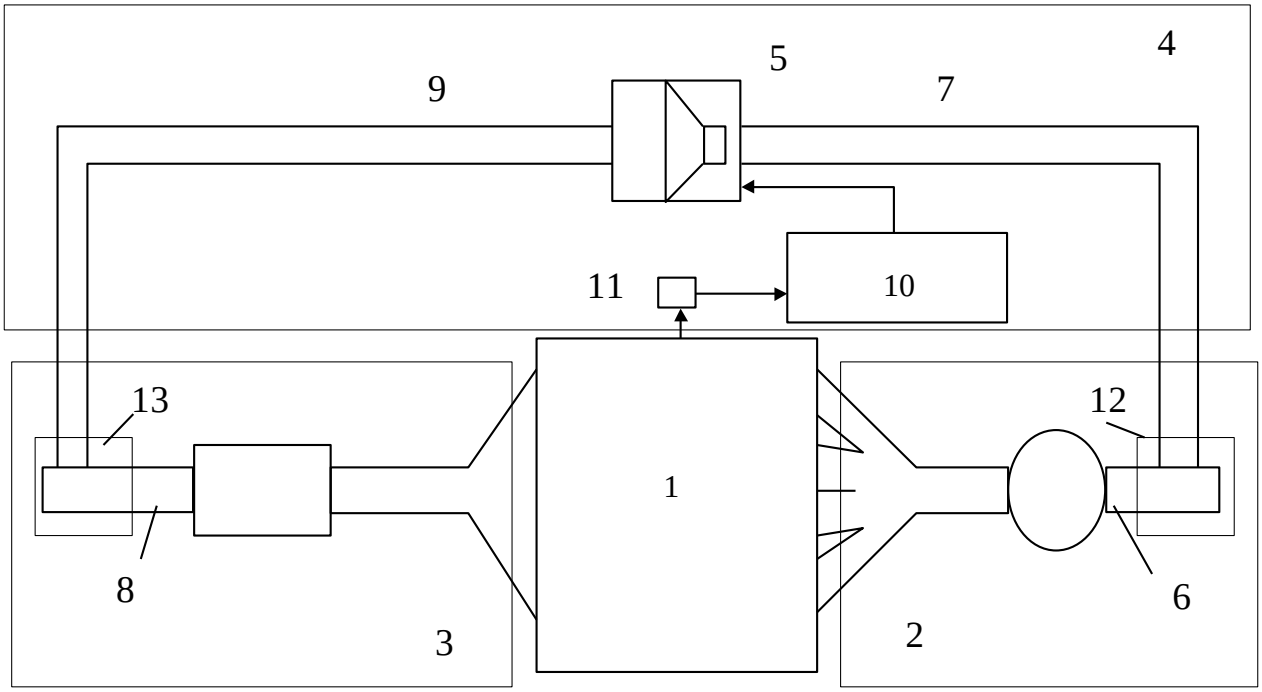


Рис. 8. Принципиальная схема устройства активного подавления шума впуска и выхлопа двигателя внутреннего сгорания:

1 - двигатель внутреннего сгорания (ДВС);
2 - воздухоочиститель, впускной и подводящий к цилиндрам патрубки;
3 - выпускной патрубок 3;
4 - система формирования компенсирующего сигнала;
5 - дипольный источник звука;
6- впускной патрубок 6;
7- акустический волновод;
8 - выхлопная труба;
9- акустический волновод 9,
10 - блок управления;
11 - датчик частоты работы двигателя;
12 и 13 - зоны компенсации соответственно шума впуска и выхлопа

Как отмечают многие авторы [2-4, 7-13, 17 и др.], для многих типов энергетических установок низкочастотные газодинамические пульсации давления в трубопроводах являются основным источником низкочастотного шума и вибрации. Поэтому устранение влияния пульсаций является эффективным средством снижения низкочастотного шума.

Следует также отметить, что одним из важных мероприятий для эффективного снижения низкочастотного шума энергетических установок является мониторинг их акустического воздействия [1, 3-7, 9, 10, 14-16, 18].

В целом максимально эффективного снижения уровня низкочастотного шума, генерируемого при работе энергетических установок, можно достичь только путем реализации комплекса мероприятий.

Заключение

Анализ результатов измерений шума, генерируемого энергетическими установками различных типов (компрессорных установок, насосов, автомобильных двигателей внутреннего сгорания), показывает, что наиболее значительные уровни звука, наблюдаются в диапазоне низких частот. В ряде случаев наблюдаются превышения установленных гигиенических требований.

При снижении низкочастотного шума, создаваемого при работе энергетических установок, до приемлемых гигиенических требований особое внимание следует уделить устранению влияния пульсаций давления газа. Эффективным является использование методов активной и гибридной компенсации низкочастотного звука.

В целом максимально эффективного снижения уровня низкочастотного шума, генерируемого при работе энергетических установок, можно достичь только путем реализации комплекса мероприятий.

Работа выполнена в рамках гранта Российского научного фонда, соглашение №20-19-00222.

Список литературы

1. Алексеева, Н. А., Васильев А. В., Шишкин В. А., Пимкин В. В. Мониторинг акустического загрязнения на территории Самарской области и методы его снижения. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2007. № S. С. 11-14. Текст : непосредственный.

2. Васильев А.В. Перспективы использования активной компенсации для снижения низкочастотного шума и вибрации в условиях производства. В ежемесячном научно-производственном журнале «Безопасность труда в промышленности», №10, 2004 г., с. 47-51.

3. Васильев, А. В. Акустическая экология города: учеб. пособие для студентов вузов / А. В. Васильев; Федеральное агентство по образованию, Тольяттинский гос. ун-т. Тольятти, 2007 - 166 с. Текст : непосредственный.

4. Васильев, А. В. Шумовая безопасность урбанизированных территорий. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 1-1. С. 299-305. Текст : непосредственный.

5. Васильев, А. В. Анализ шумовых характеристик селитебной территории г. Тольятти. Экология и промышленность России. 2005. № 4. С. 20-23. Текст : непосредственный.

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

7. Гагарин, С. А., Рожихин Н. С. Особенности излучения инфразвука и низкочастотных колебаний от трансформаторных подстанций города Ижевска. Вестник Удмуртского университета, серия «Биология. Науки о земле». 2017, т. 27, вып. 4. С. 437-444. Текст : непосредственный.

8. 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.

9. Зинкин, В. М., Солдатов, С. К., Богомолов, А. В., Драган, С. П. Актуальные проблемы защиты населения от низкочастотного шума и инфразвука. Технологии гражданской безопасности. 2015. Т. 12, №1 (43). С. 90-96. Текст : непосредственный.

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

11. Луканин В.Н., Гудцов В.Н., Бочаров Н.Ф. Снижение шума автомобиля. М, Машиностроение, 1981, 158 с.

12. Патент № RU 2240427 Российская Федерация, МКИ[5] F 02 M 35/12, G 10 K 11/12**.** Система активного подавления шума впуска двигателя внутреннего сгорания. №:2002107739/20(008031) заявл. 26.03.2002 : опубликовано 20.11.2004/ Васильев А**.**В., Мокринский А**.**В. Заявитель: Тольяттинский государственный университет. - 4 с. : ил. - Текст : непосредственный.

13. Hansen, C. H., Snyder, S. D. Active Control of Noise and Vibration. 1997, Cambridge University Press UK. P:1267.

14. Luzzi, S., Vasilyev, A. V. Noise mapping and action planning in the Italian and Russian experience. 8th European Conference on Noise Control 2009, EURONOISE 2009 – Proceedings of the Institute of Acoustics 2009. Текст : электронный.

15. Vasilyev, A. V. Method and approaches to the estimation of ecological risks of urban territories. Safety of Technogenic Environment. 2014. № 6. pp. 43-46. Текст : непосредственный.

16. Vassiliev A.V. Recent approaches to environmental noise monitoring and estimation of its influence to the health of inhabitants. Proc. of 14th International Congress on Sound and Vibration 2007, ICSV 2007. pp. 3242-3249.

17. Vasilyev, A. V., Sannikov, V. A., Tyurina, N. V. Experience of estimation and reduction of noise and vibration of industrial enterprises of Russia. Journal “Akustika”, Czech Republic, Volume 32, March 2019, pp. 247-250. Текст : непосредственный.

18. Vassiliev, A.V., Utkin, N.D., Pereshivailov, L.A., Transport Noise Affection to the Housing Estates, Proc. of the 8th International Congress on Noise as a Public Health Problem, Rotterdam, The Netherlands, 29 June – 3 July 2003, pp. 258-259.

УДК 628.517.2:641.5.06
OECD 01.03.AA, 02.11.JY

Излучение звуковой мощности просеивателем муки

Заплетников И.Н.[1*], Кириченко В.А.[2], Гордиенко А.В.[3], Степанченко А.С.[4]
[1]Д.т.н., профессор, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, Украина
[2]К.т.н., доцент, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, Украина
[3]К.т.н., доцент, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, Украина
[4]Студент, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, Украина

Аннотация

Работа посвящена определению шумовых характеристик универсальной кухонной машины УКМ-11 в комплектации просеивателя на разных режимах и сравнение их со значениями предельно допустимых шумовых характеристик. В процессе исследований шумовых характеристик использовался технический метод по ИСО 3744:1994 «Акустика. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью». На основании проведенных исследований было установлено, что шумовые характеристики просеивателя превышают допустимые нормы в основном на средних октавных полосах частот и по шкале шумомера А. Полученные результаты направлены на дальнейшую разработку средств из улучшения шумовых характеристик технологического оборудования пищевых производств.

Ключевые слова: просеиватель, универсальная кухонная машина, шумовые характеристики.

Sound power emission by flour sifter

Zapletnikov I.N.[1], Kirichenko V.A.[2], Gordienko A.V.[3], Stepanchenko A.S.[4]*
[1]Doctor of Engineering Sciences, Professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine
[2]Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine
[3]Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine
[4]Student, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

Abstract

The work is devoted to the determination of the noise characteristics of the universal kitchen machine УКМ-11 in the sieve configuration at different modes and their comparison with the values of the maximum permissible noise characteristics. During the study of noise characteristics, a technical method was used according to ISO 3744:1994 'Acoustics. Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure. Engineering methods in an essentially free field over a reflecting plane'. Based on the studies carried out, it was found that the noise characteristics of the sifter exceed the permissible standards mainly in the middle octave frequency bands and on the A sound level meter scale. The results obtained are aimed at further development of means to improve the noise characteristics of food processing equipment.

Key words: *sifter, universal kitchen machine, noise performance.*

[*]*Автор корреспондент: oborud@kaf.donnuet.education (Заплетников И.Н.)*

Введение

Повышенный уровень шума вредно действует на организм человека, при этом снижается производительность труда, повышается утомляемость, возникают профессиональные заболевания. Эти факторы нередко становятся причинами текучести кадров на предприятиях питания [1].

Согласно ГОСТ 30530-97 «Шум. Методы расчета предельно допустимых шумовых характеристик стационарных машин» предельно допустимые значения шумовых характеристик (ПДШХ) устанавливаются исходя из требований обеспечения допустимых уровней шумов на рабочих местах по санитарным нормам.

Во время эксплуатации технологического оборудования его шумовые характеристики (ШХ) могут превышать ПДШХ. Причем это оборудование еще можно использовать по эксплуатационным характеристикам, но нельзя по шумовым.

На предприятиях питания используются машины производства дальнего и ближнего зарубежья, шумовые характеристики которых неизвестны. Поэтому в качестве объекта исследований была выбрана универсальная кухонная машина УКМ-11 в комплектации просеивателя производства ООО «Завод “ТОРГМАШ”» (Россия). Данная машина состоит из приводного механизма, подставки и ряда сменных механизмов. Техническая характеристика: производительность (по муке) – 230 кг/ч, частота вращения рабочего органа – 170/330 об/мин, мощность электродвигателя – 1,12/1,5 кВт, масса – 12,3 кг. В руководстве по эксплуатации уровень излучаемого шума не указан. Конструкция машины УКМ-11 включает электродвигатель, двухступенчатый редуктор, выходной вал которого входит в горловину, на которую насаживается сменный механизм – просеиватель. Выходной вал просеивателя жестко связан с выходным валом редуктора. Вращение от выходного вала просеивателя через коническую передачу передается на вертикальный вал сита. Сито имеет цилиндрическую форму в виде металлической сетки, которая приваривается к сплошному днищу. Днище имеет втулку со шпоночным пазом и насаживается на вертикальный вал конической передачи. Таким образом, сито крепится консольно и совершает вращательное движение относительно вертикальной оси. Сыпучий пищевой продукт из бункера сменного механизма подается во вращающее сито, проходит через сито и под собственным весом выходит через разгрузочное отверстие в функциональную емкость. Для более равномерного распределения продукта по емкости сита над ним установлены трехлепестковые рассекатели.

Анализ последних публикаций по данной проблеме показал, что ближайшим аналогом универсальной кухонной машины УКМ-11 в комплектации просеивателя является сменный механизм МПП-II-1 к приводу П-II [2]. ШХ данного механизма определены ранее, а универсальной кухонной машины УКМ-11 не установлены ни на холостом ходу, ни под нагрузкой [3].

Целью данной работы является определение ШХ универсальной кухонной машины УКМ-11 в комплектации просеивателя на разных режимах и сравнение их с ПДШХ.

1. Методика и результаты исследований

С целью определения ШХ просеивателя во время эксплуатации в лаборатории виброакустики кафедры оборудования пищевых производств ДонНУЭТ были проведены экспериментальные исследования ШХ.

ШХ просеивателя определялись техническим методом по ИСО 3744:1994 «Акустика. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью» аттестованным анализатором шума и вибрации «АССИСТЕНТ» по восьми точкам измерительной поверхности. В качестве измерительной поверхности был принят параллелепипед, огибающий просеиватель на расстоянии 1м. На

полу была нанесена координатная сетка, позволяющая исключить возможность неправильной установки микрофона. Измерения проводились в онлайн режиме с передачей архива измерений на персональный компьютер (ПК). На ПК данные обрабатывались специальным программным обеспечением виброшумомера «АССИСТЕНТ».

Исследование ШХ просеивателя проводилось при работе без продукта, а также при просеивании муки и пшена на скоростях вращения вала рабочего органа 170 об/мин и 330 об/мин, в качестве рабочего органа при этом использовались сита с мелкими (1,5 мм) и крупными (3 мм) ячейками.

По результатам проведенных исследований (таблица 1) было установлено, что ШХ просеивателя превышают допустимые нормы в основном на средних октавных полосах частот и по шкале шумомера А, что показано на рисунках 1…4. Превышений допустимых норм нет на низких частотах.

Анализ графиков показал, что ШХ в октавных полосах частот при работе машины без продукта и с продуктом с повышением скорости вращения рабочего органа ШХ возрастают, хотя и незначительно. Аналогичная тенденция имеет место и в ситах, как с мелкими, так и крупными ячейками.

Режимы работы УКМ–11 незначительно влияют на излучение звуковой мощности. Превышение ПДШХ находятся в пределах 500…2000 Гц. Наибольшая величина превышения соответствует работе машины при просеивании муки через сито с крупными ячейками и скорости вращения рабочего органа 330 об/мин.

На закономерность излучения звуковой мощности просеивателем не оказывает влияния дисперсность просеиваемого продукта.

Источниками повышенного шума в просеивателе является неуравновешенное вращающееся сито и зубчатые передачи привода.

Таблица 1

Уровни звуковой мощности просеивателя и предельно допустимые шумовые характеристики

Наименование	**Среднегеометрические значения октавных частот, Гц**								**Корректированный уровень звуковой мощности, дБА**
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Без продукта на скорости 170 об/мин., дБ	37	51	61	75	69	67	54	41	80
Превышение ПДШХ, дБ	-	-	-	7	4	4	-	-	10
Без продукта на скорости 330 об/мин., дБ	39	54	66	76	75	75	67	52	87
Превышение ПДШХ, дБ	-	-	-	8	10	12	6	-	17
С мукой через сито с мелкими ячейками на скорости170 об/мин., дБ	38	50	60	71	68	55	48	49	77
Превышение ПДШХ, дБ	-	-	-	3	3	-	-	-	7
С мукой через сито с мелкимиячейками на скорости 330 об/мин., дБ	44	56	64	79	73	67	59	49	81
Превышение ПДШХ, дБ	-	-	-	11	8	4	-	-	11

Продолжение таблицы 1

С мукой через сито с крупными ячейками на скорости 170 об/мин., дБ	38	49	58	68	68	58	49	42	76
Превышение ПДШХ, дБ	-	-	-	-	3	-	-	-	6
С мукой через сито с крупными ячейками на скорости 330 об/мин., дБ	42	53	69	74	69	69	61	49	81
Превышение ПДШХ, дБ	-	-	-	6	4	5	-	-	11
С пшеном через сито с крупными ячейками на скорости 170 об/мин., дБ	41	50	59	69	65	62	59	57	77
Превышение ПДШХ, дБ	-	-	-	1	-	-	-	-	7
С пшеном через сито с крупными ячейками на скорости 330 об/мин., дБ	43	51	69	75	72	66	68	57	82
Превышение ПДШХ, дБ	-	-	-	7	7	3	7	-	12
ПДШХ, дБ	87	79	72	68	65	63	61	59	70

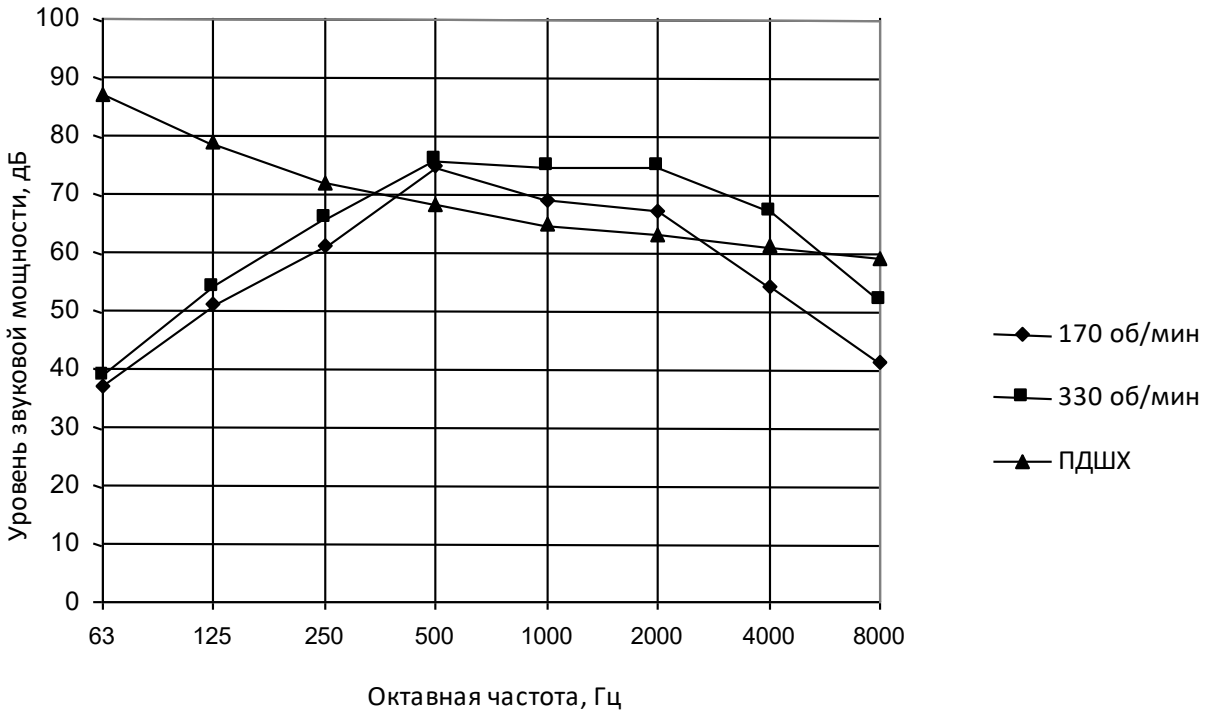


Рис. 1. Шумовые характеристики просеивателя при работе без продукта

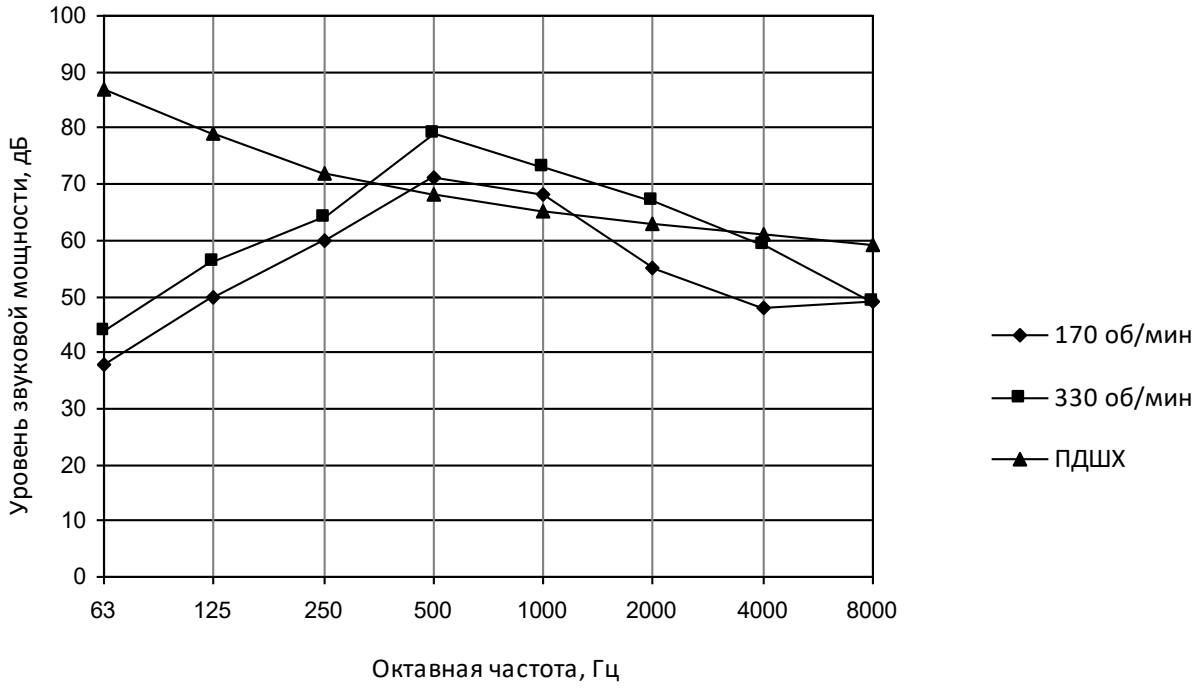


Рис. 2. Шумовые характеристики просеивателя при просеивании муки через сито с мелкими ячейками

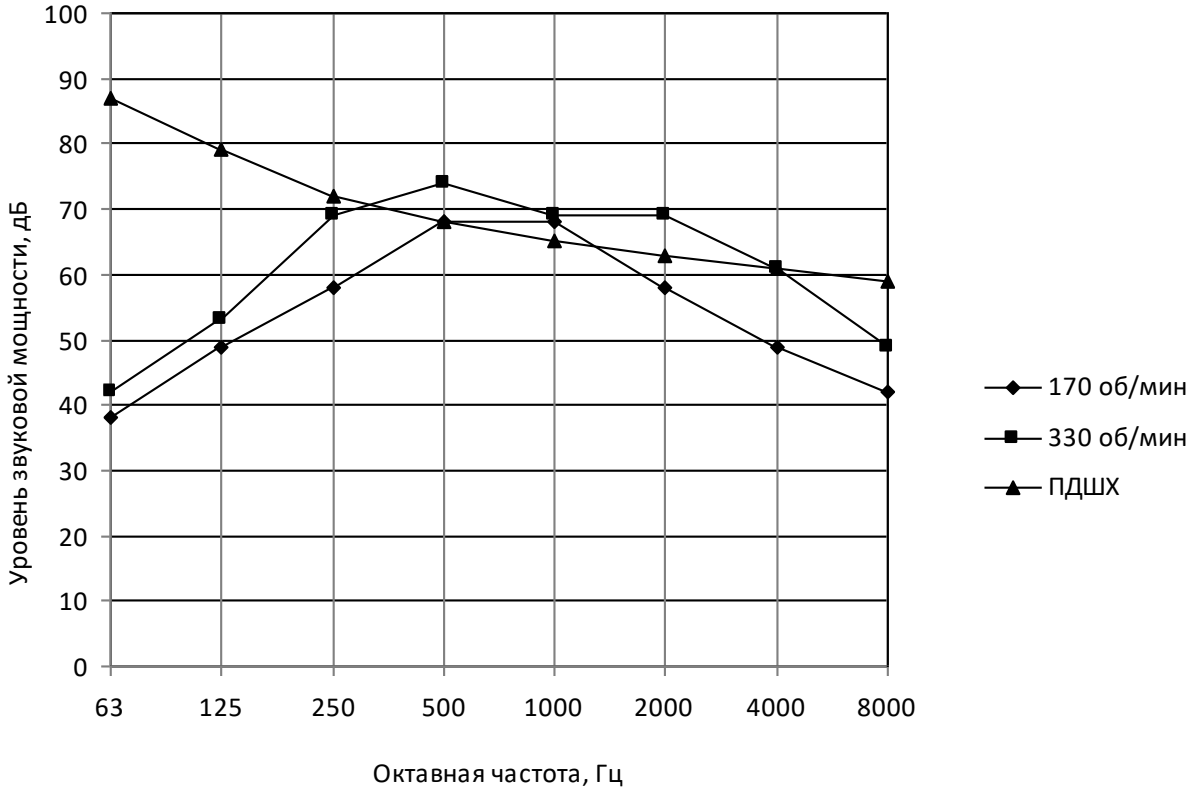


Рис. 3. Шумовые характеристики просеивателя при просеивании муки через сито с крупными ячейками

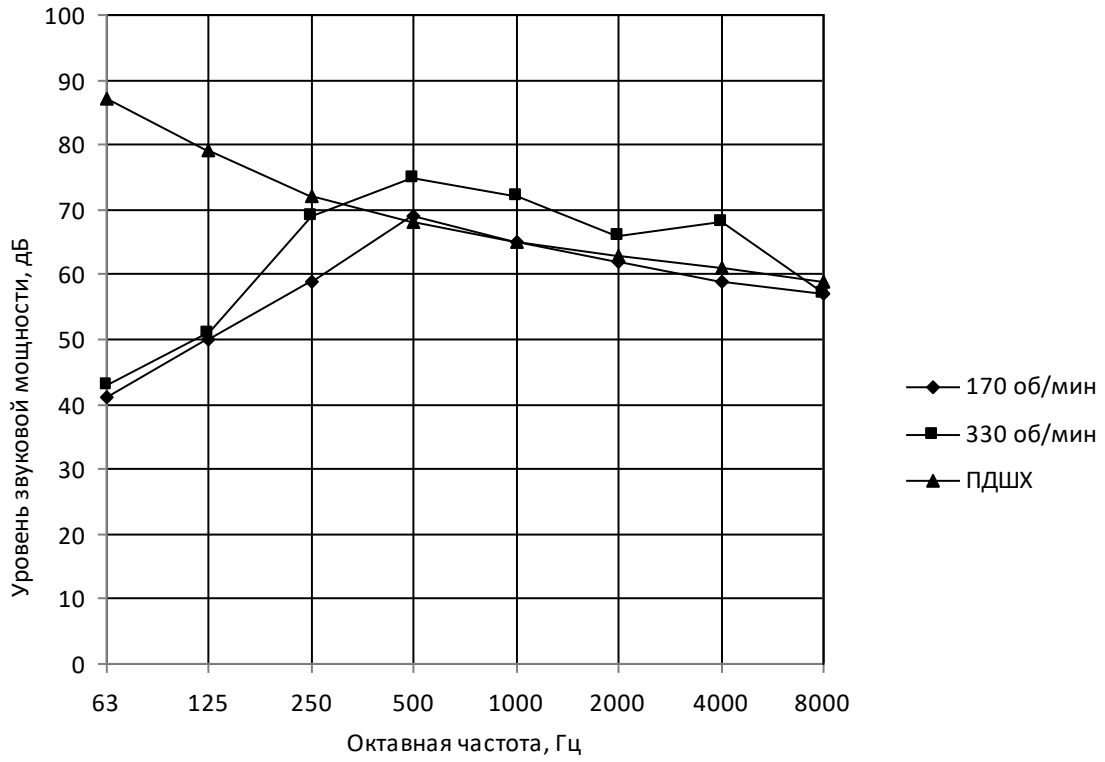


Рис. 4. Шумовые характеристики просеивателя при просеивании пшена через сито с крупными ячейками

Заключение

1. Излучаемая просеивателем УКМ-11 звуковая мощность превышает ПДШХ по характеристике А в пределах 6...17дБА.
2. Спектральный анализ излучения шума указывает на превышение ПДШХ на средних частотах и на частоте 2000 Гц.
3. К снижению уровня шума просеивателя УКМ-11 приведет балансировка сита сменного механизма и применение капролоновых зубчатых колес.
4. Балансировка сита позволяет снизить уровень звуковой мощности машины на средних частотах и частоте 2000 Гц на 5-6 дБ, а замена зубчатых коле капролоновыми – на 4-5 дБ. В результате уровень звуковой мощности УКМ-11 снижается на 5-6 дБА.

Список литературы

1. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Защита от шума и вибрации [учеб. пособие] / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин – Печатный цех, 2019 – 284с. ISBN 978-5-6042448-3-8. - Текст: непосредственный.
2. Елхина В.Д., Ботов М.И. Оборудование предприятий общественного питания. [учебник в 3-х ч.] Ч.1: Механическое оборудование / В. Д. Елхина, М. И. Ботов. - 2-изд., стер. - Москва: Академия, 2012. - 416 с. ISBN 978-5-7695-9128-0. - Текст: непосредственный.
3. Заплетников И.Н., Виброакустика оборудования пищевых производств: монография/ И.Н. Заплетников. – Харьков: Изд-во НТМТ, 2015. – 542 с. ISBN 978-617-578-223-1. - Текст: непосредственный.
4. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. – 3-е изд. перераб. и доп.-М.: Логос, 2013.
5. Поболь О.Н. Шум в текстильной промышленности и методы его снижения. – М.: Легпромбытиздат, 1987. – 144 с.

УДК 534.833
OECD 01.03.AA

Экспериментальное определение эффективности вибропоглощающих покрытий малой массы

Кирпичников В.Ю.[1], Дроздова Л.Ф.[2*], Кудаев А.В.[3], Осетров А.В.[4]
[1,2]Профессор, [3]Доцент
[1]Д.т.н., профессор, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]К.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]К.т.н., доцент, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[4]Д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский Государственный электротехнический университет (СПбГЭТУ), г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В статье исследовались возможности демпфирования изгибных резонансов опорной конструкции при помощи покрытий простейшего исполнения и малой массы. Проведён анализ причин повышенных уровней вибраций и шума корпусных конструкций транспортных средств за счет возникновения резонансов на низких и средних частотах. Было исследовано несколько вариантов вибропоглощающих покрытий из полимерной пленки на основе металлических листов различной толщины. Приведены описание экспериментальной установки, последовательность проведения испытаний, полученные результаты исследований различных типов покрытий. Выполнен анализ полученных значений эффективности уменьшения испытанными образцами уровней резонансных максимумов. Сделаны заключения о влиянии параметров испытанных образцов на эффективность покрытий. Приведено предполагаемое обоснование связи полученных результатов с физическими механизмами вибропоглощения.

Ключевые слова: вибропоглощение, вибродемпфирование, резонанс, покрытие, эффективность.

Experimental determination of the effectiveness of vibration absorption low weight coating

Kirpichnikov V.Y.[1], Drozdova L.F.[2], Kudaev A.V.[3], Osetrov A.V.[4]*
[1]Doctor of Engineering Sciences, Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[2]Candidate of Engineering Sciences, Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[3]Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[4]Doctor of Engineering Sciences, Professor, Saint-Petersburg State Electrotechnical University, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article investigates the possibilities of damping the bending resonances of the support structure using coatings of the simplest design and low weight. The analysis of the causes of increased vibration and noise levels of

[*]*Автор корреспондент: drozdovalf@yandex.ru (Дроздова Л.Ф.)*

vehicle body structures due to the occurrence of resonances at low and medium frequencies is carried out. Several variants of vibration-absorbing coatings made of polymer film based on metal sheets of various thicknesses were investigated The description of the experimental installation, the sequence of testing, the results of studies of different types of coating are given. The frequency ranges of the resonance peaks before and after applying the coating have been determined. The obtained values of the efficiency of reducing the levels of resonance maxima are given. Conclusions are made about the influence of the parameters of the tested samples on the effectiveness of coatings. The proposed substantiation of the connection between the results obtained and the physical mechanisms of vibration absorption is given.

Key words: *vibration absorption, vibration damping, resonance, coating, effectiveness.*

Введение

Возникновение резонансных явлений в вибропоглощающих покрытиях различного рода может привести к интенсификации их колебаний и к увеличению эффекта вибродемпфирования. Подобные явления увеличивают потери энергии, например, в изгибно-колеблющихся пластинах при их облицовке мягкими вибропоглощающими покрытиями [1]. Максимальные значения коэффициента потерь имеют место на частотах, на которых по толщине покрытия укладывается нечетное число четвертей длин волн сжатия. Подобные пространственные резонансы возникают в реально применяемых покрытиях на весьма высоких частотах. Практическое использование резонансов сжатия слоя для увеличения вибропоглощения на низких и средних частотах затруднено из-за необходимости значительного утолщения мягких вибропоглощающих покрытий и неизбежного роста их веса и стоимости. Вместе с тем, именно на этих частотах резонансные явления в корпусных конструкциях транспортных средств часто становятся причиной повышенных уровней вибраций и шума, создающих наибольший дискомфорт для пассажиров и обслуживающего персонала.

1. Экспериментальная установка

Целью настоящей работы являлось исследование возможности эффективного демпфирования низших изгибных резонансов типовой опорной конструкции путем облицовки ее элементов частотно-оптимизированными вибропоглощающими покрытиями простейшего конструктивного оформления и малой массы, представляющими собой дискретно-закрепляемые тонкие металлические листы или армированные на их основе покрытия. В качестве типовой опорной конструкции была выбрана опорная пластина консольного фундамента под оборудование средних размеров и веса. Крепление к фундаменту металлических листов осуществлялось с помощью винтовых соединений. Схема размещения элементов крепежа подбиралась в ходе выполнения экспериментов с учетом того, чтобы низшая резонансная частота изгибных колебаний участка каждого листа, между соседними соединениями, равнялась низшей резонансной частоте демпфируемого элемента фундамента. В силу незначительного увеличения покрытием массы и жесткости фундамента значения низших резонансных частот его изгибных колебаний после установки покрытий оставались без изменения.

Были испытаны следующие варианты вибропоглощающих покрытий:

– стальные листы толщиной ~ $0{,}2*10^{-3}$м (образец №1), $0{,}5*10^{-3}$ м (образец №2) и $1{,}5*10^{-3}$ м (образец №3) с отношением (q) их массы к массе опорной пластины фундамента q = 0,03, 0,08 и 0,24 соответственно;

– армированные покрытия на основе этих листов с диссипативным слоем из полимерной пленки толщиной 10^{-3} м (образцы № 4, 5 и 6, q $\approx$ 0,05, 0,12 и 0, 28).

Изгибные колебания фундамента возбуждались специальным молотком, содержащим датчик силы. Измерялись частотные спектры входной (на фундаменте) и переходной (на фундаменте и на корпусе транспортного средства) вибровозбудимостей ($\frac{\xi}{F}$, где ξ – ускорение, м/с^2, F – сила, Н). Диапазон измерений (80-400 Гц) включал три низших

резонансных максимума в спектрах вибровозбудимости опорной пластины фундамента на частотах 180 Гц, 232 Гц и 381 Гц.

2. Проведение исследований эффективности образцов

Первый этап исследований проводился при возбуждении опорной пластины без установленного на ней макета оборудования. Типичные спектры входной вибровозбудимости при отсутствии и наличии на ней вибропоглощающих покрытий изображены на рис. 1.

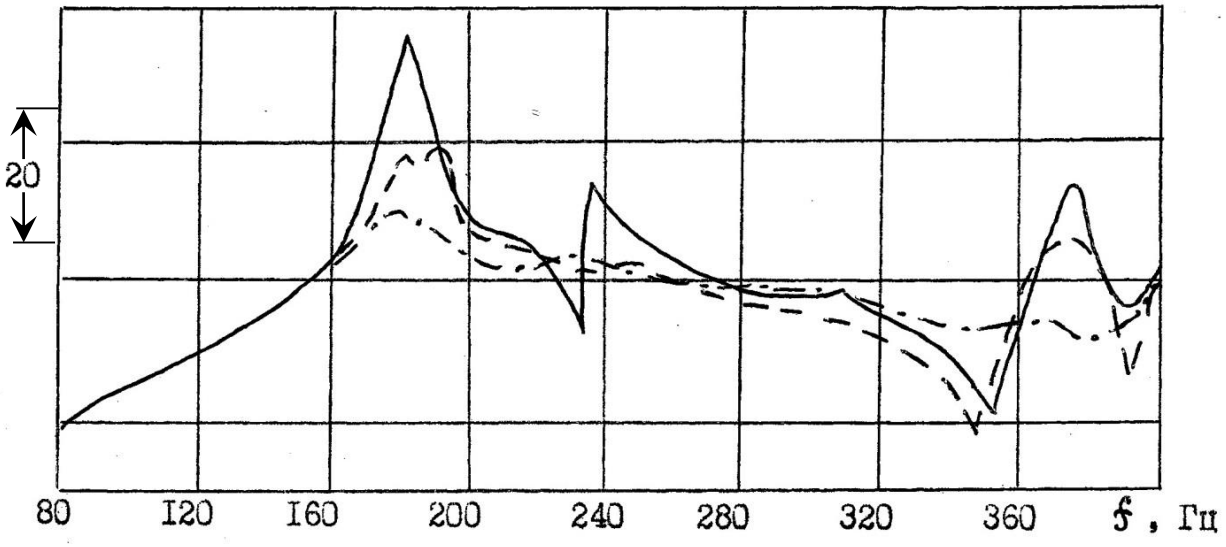


Рис.1. Спектры входной вибровозбудимости при отсутствии (——) и наличии на фундаменте (без макета оборудования) вибропоглощающего покрытия
- - - -образец №2
- . - . - образец №6

Из рисунка видно, что установка этих покрытий приводит к уменьшению уровней резонансных максимумов без принципиального изменения уровней вибровозбудимости на других частотах. Усредненные по точкам измерения численные значения эффективности уменьшения испытанными образцами уровней резонансных максимумов вибраций приведены в таблице 1.

Таблица 1

Значения эффективности уменьшения испытанными образцами уровней резонансных максимумов, дБ

Номер образца (q)	**Частота (f), Гц**		
	180	232	381
1 (0,03)	4	3	3
2 (0,08)	17	13	5
3 (0,24)	17	10	10
4 (0,05)	13	10	11
5 (0,12)	19	14	12
6 (0,28)	26	17	18

3. Анализ полученных результатов

Из таблицы видно, что эффективность покрытий имеет тенденцию роста с увеличением параметра q. Наибольший рост эффективности наблюдается при увеличении относительной массы стального листа от 0,03 до 0,08. Дальнейшее утолщение стального листа не приводит к значительному росту эффективности покрытия. Эффективность не возрастает существенно и при введении в состав покрытия вибропоглощающего материала. Исключение составил лишь случай его установки под наиболее тонкий стальной лист. Эффективность образца №4 возросла по сравнению с эффективностью стального листа (образец №1) на 7-9 дБ. Здесь уместно отметить, что приведенные эффекты вибропоглощения получены при достаточно больших начальных значениях коэффициента потерь демпфируемой конструкции ($\eta = 0{,}03$). Они обусловлены оттоком колебательной энергии из фундамента в корпус транспортного средства. После установки на фундамент образцов № 3 и № 6 коэффициент потерь возрос в среднем по рассматриваемым частотам до значений $\sim 0{,}10$ и $\sim 0{,}20$, соотвественно. Наблюдаемое при установке образца № 3 увеличение потерь, вероятнее всего, связано со следующими физическими механизмами вибропоглощения [2-3]:

– с сухим трением контактирующих поверхностей опорной пластины и стального листа;
– с вязкими потерями при перекачке воздуха в зазорах между указанными поверхностями при возникновении в стальном листе резонансных изгибных колебаний.

Испытания второго этапа были проведены при установке на фундамент массового макета оборудования. Макет представлял собой стальной лист толщиной $7*10^{-3}$ м и два стальных бруса. Общая масса макета равнялась 100 кг. Его крепление к фундаменту было осуществлено через виброизолятор типа АКСС-25И.

Установка макета оборудования, как и ожидалось, привела к значительным изменениям спектров входной и переходной проводимостей, в том числе и к смещению частот резонансных максимумов изгибных колебаний фундамента. Эффект вибропоглощающих покрытий малой массы исследовался в ранее указанном частотном диапазоне, включающем частоту их «настройки» на низший изгибной резонанс опорной пластины (180 Гц) и другие частоты [4,5].

Типичные спектры входной вибровозбудимости фундамента при возбуждении макета оборудования приведены на рис. 2. Спектр, изображенный пунктирной линией, соответствует случаю облицовки фундамента покрытием, в котором в качестве армирующего слоя был использован стальной лист толщиной $1{,}5*10^{-3}$ м. Из рисунка видно, что установка покрытия привела к значительному уменьшению уровней всех наблюдаемых резонансных максимумов, особенно максимумов с наибольшими уровнями на частотах 200, 234 и 380 Гц. Средняя по точкам измерения эффективность средства на указанных частотах оказалась примерно равной 22, 15 и 16 дБ, соответственно. Следствием уменьшения вибраций фундамента и корпуса транспортного средства явилось соответствующее снижение уровней шума на указанных частотах на 9, 5 и 12 дБ. Можно ожидать, что при настройке вибропоглощающего покрытия на измененные установкой макета частоты резонансных максимумов его эффективность могла бы быть и более высокой.

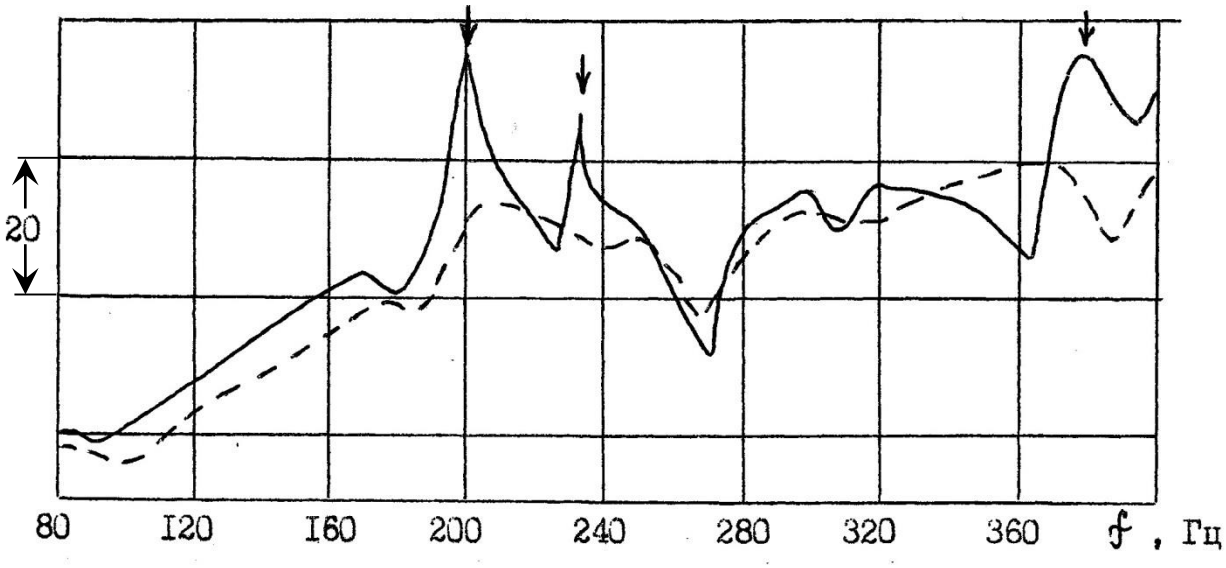


Рисунок 2. Спектры входной вибровозбудимости опорной пластины фундамента с макетом оборудования при отсутствии (——) и наличии (– – –) вибропоглощающего покрытия (образец №6)

Заключение

Был сделан вывод, что вибропоглощающие покрытия простого конструктивного оформления и малой массы, частотно настроенные на низшие изгибные резонансы опорной конструкции под оборудование, приводят к значительному уменьшению уровней вибраций и шума на частотах резонансных максимумов, попадающих в диапазон с частотой настройки шириной порядка двух октавных полос. Такие покрытия на определенных частотах позволят снижать шум и вибрацию конструкций, практически не увеличивая их массу.

Результаты работы могут быть использованы для улучшения комфорта пассажиров и обслуживающего персонала транспортных средств.

Список литературы

1. Никифоров. А.С. Вибропоглощение на судах. - Л.: Судостроение, 1979. – 184с
2. Richards E. and Lenzi A. On the prediction of impact noise VII: The structural damping of machinery. Journ. of Sound and Viration 97(4), 1984, – p.p. 549-586
3. Dobson B.T. Vibration engineering in the modernization of a Luxury motor yacht. Proceedings of international conference on noise and vibration in the marine environment. –May 1995, London
4. Кирпичников В.Ю. Экспериментальные исследования эффективности тонкого армированного вибропоглощающего покрытия на основе полимерной плёнки ВПС / В.Ю. Кирпичников, А.П. Кощеев, В.Ю. Смольников, А.И. Сятковский // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 2(384)
5. Кирпичников В.Ю. Экспериментальные исследования эффективности армированного вибропоглощающего покрытия на основе плёнок из поливинилацетата / В.Ю. Кирпичников, И.В. Грушецкий, А.И. Сятковский, Л.Ф. Дроздова // Труды VII Всероссийской научн.-практ.конф. с международным участием. - СПб, 2019 г. – С. 39-46

УДК 57.043
OECD 3.03

История изучения инфразвука как вредного производственного фактора в России

Зинкин В.Н.[1*], Мозжухина Н.А.[2], Ахметзянов И.М.[3]
[1]Д.м.н., профессор, научно-исследовательская лаборатория Центрального научно-исследовательского института ВВС Минобороны России, г. Щёлково, Московская область, Россия
[2]К.м.н., доцент, кафедра профилактической медицины и охраны здоровья, Северо-Западного государственного медицинского университета им. И.И. Мечникова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Д.м.н., профессор, кафедра токсикологии, экстремальной и водолазной медицины, Северо-Западного государственного медицинского университета им. И.И. Мечникова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Инфразвук является относительно новым регламентируемым производственным фактором. Интерес к изучению медико-биологического действия инфразвука и низкочастотных акустических колебаний возрос после ряда публикаций французского исследователя Владимира Гавро о выраженном действии на человека инфразвуковых генераторов. В конце 60-х – начале 70-х годов прошлого века начались широкомасштабные исследования инфразвука – физические, инженерные, биофизические, медико-биологические и физиолого-гигиенические, в том числе и в нашей стране. Наиболее значимые фундаментальные исследования по изучению медико-биологического действия инфразвука были проведены в научных учреждениях Санкт-Петербурга, Москвы, Воронежа. Это позволило выявить основные источники инфразвука на производстве, сформировать концепцию об инфразвуке как вредном производственном факторе, разработать гигиенические нормативы для различных условий деятельности человека, определить основные направления защиты организма человека от вредного влияния инфразвука.

Ключевые слова: инфразвук, низкочастотные акустические колебания, источники, вредный производственный фактор, медико-биологическое действие, гигиенические нормативы.

History of the infrasound study as a harmful occupational factor in Russia

Zinkin V.N.[1], Mozzhukhina N.A.[2], Akhmetzyanov I.M.[3]*
[1]*Doctor of Medical Sciences, Professor, Research Laboratory, Central Air Force Research Institute Ministry of Defense of Russia, Shchyolkovo, Moscow region, Russia*
[2]*Candidate of Medical Sciences, Docenter, Department of Preventive Medicine and Health Protection, North-Western State Medical University named after I. I. Mechnikov, Saint-Petersburg, Russia*
[3]*Doctor of Medical Sciences, Professor, Department of Toxicology, Extreme and Diving Medicine, North-Western State Medical University named after I. I. Mechnikov, Saint-Petersburg, Russia*

Abstract

Infrasound is a relatively new standardized occupational factor. Interest in the studying of the infrasound and low-frequency sound effects increased after a number of publications of Vladimir Gavreau, French researcher, who reported significant effect of infrasound generators on people. There are large-scale studies of infrasound (physical, engineering, biophysical, medico-biological and physiological) began in the late 1960s – early 1970s in

[*]*Автор корреспондент: zinkin-vn@yandex.ru (Зинкин В.Н.)*

many countries, including Russia. The most significant fundamental investigations of the medical and biological infrasound effects were performed in scientific institutions in St. Petersburg, Moscow, Voronezh. Based on the research results, the main sources of infrasound were identified, the concept of infrasound as a harmful occupational factor was formed, occupational safety and health standards were developed for various conditions of human activity, the main directions of protection of the human body from the harmful effects of infrasound were determined.

Key words: *infrasound, low-frequency sound, sources, harmful occupational factor, medical and biological effects, occupational safety and health standards.*

Введение

Под инфразвуком (ИЗ) принято понимать акустические колебания с частотой ниже 16–20 Гц. К физическим особенностям ИЗ относят большую длину волны и малое поглощение в атмосфере, что способствует распространению его на большие расстояния от источника без значительной потери энергии. Считается, что инфразвуковые колебания человек не способен воспринимать ухом как тональные сигналы.

ИЗ является относительно новым регламентируемым фактором труда. В перечень вредных производственных факторов он был введен только в 2004 году (приказ Минздравсоцразвития РФ от 16 августа 2004 года № 83), а в перечень вредных и опасных производственных факторов, длительное воздействие которых может приводить к профессиональным заболеваниям, – в 2011 году (приказ Минздравсоцразвития РФ от 12 апреля 2011 года № 302н).

1. Изучение инфразвука за рубежом на раннем этапе

Вероятно одной из первых предпосылок, способствовавших возникновению проблемы специфического влияния ИЗ на живые организмы, были так называемые «трубы Вуда». Известный американский физик Роберт Вуд в 1929 году в одном из лондонских театров использовал некий источник наподобие органной трубы, возбуждавший в воздухе инфразвуковые и низкочастотные акустические колебания, которые не воспринимались людьми как слышимый звук. Включение этого источника по ходу театрального представления вызывало у зрителей необъяснимое сильное беспокойство, вследствие чего они покидали зал. Широкое освещение этого события в средствах массовой информации способствовало повышению научного интереса к изучению ИЗ как фактора окружающей среды [1].

В результате проведенных исследований было установлено наличие в природе многочисленных источников ИЗ, таких как землетрясения, штормы, цунами, извержения вулканов, грозы, горные обвалы, завихрения ветра на препятствиях, взрывы и т. п. Инфразвуковые колебания, возникающие над поверхностью моря при сильном ветре вследствие вихреобразования за гребнями волн, получили название «голос моря» [2]. Указывалось, в частности, что человек ощущает это давление как боль в барабанной перепонке уха. В.В. Шулейкиным (1953) был сконструирован прибор для регистрации «голоса моря», предложенный для предупреждения о штормах, так как скорость распространения ИЗ превышает скорость перемещения при шторме воздушных масс и морских волн, являющихся мощным источником ИЗ. По мнению академика А.Н. Крылова, некоторые прибрежные организмы покидают эту зону задолго до приближения шторма, руководствуясь именно такими инфразвуковыми предупреждениями.

В последующие годы, помимо начатых гигиенических исследований, интерес к проблеме ИЗ усилился в связи с попытками объяснить аварии, происходившие на кораблях и самолетах в отдельных районах мирового океана и сопровождавшиеся загадочным поведением или исчезновением экипажа и пассажиров. Наряду с самыми фантастическими и сомнительными предположениями, наиболее рациональная гипотеза

объясняла указанные происшествия специфическим влиянием ИЗ на организм человека, а странные неполадки приборов и механизмов (неправильное срабатывание автоматов и реле, колебания или смещения стрелок указывающих приборов, помехи в радиосвязи) – вибрацией, возникающей при распространении ИЗ в твердых телах. Подобное действие вибрации на приборы известно и в обычных условиях.

Интерес к изучению медико-биологического действия ИЗ возрос после ряда публикаций французского исследователя русского происхождения Владимира Гавро о выраженном действии на человека инфразвуковых генераторов, работающих на частоте 7 Гц, что можно было связать с частотой биотоков головного мозга и резонансной частотой колебаний органов грудной и брюшной полостей человека [3–5].

В конце 60-х – начале 70-х годов прошлого века начались широкомасштабные исследования ИЗ – физические, инженерные, биофизические, медико-биологические и физиолого-гигиенические. Значительными событиями, подтолкнувшими развитие исследований биологического действия ИЗ, явились международные коллоквиумы, проведенные Британским акустическим обществом в Солфордском университете в 1971 году и Национальным Центром научных исследований Франции в Париже в 1973 году. Материалы этих коллоквиумов впоследствии были обобщены и опубликованы под редакцией английского исследователя Вильяма Темпеста [6] и известного французского ученого, родившегося в России, Леонида Пимонова [7]. В 1976 году вышла в свет монография Л. Пимонова «Инфразвук» [8]. Эти события можно без преувеличения считать основной вехой, обозначившей завершение начального этапа систематического изучения биологического действия ИЗ и определившей стратегию дальнейших исследований как за рубежом, так и в России.

2. Изучение инфразвука в нашей стране

История изучения ИЗ как фактора окружающей и производственной среды в нашей стране относительно непродолжительная и насчитывает не более 50 лет. С середины 70-х годов XX века в научной литературе СССР постоянно появляются результаты исследований биологического действия ИЗ. Этому во многом способствовало появление у гигиенистов и профпатологов надежной и доступной акустической измерительной аппаратуры, в первую очередь фирмы Брюль и Къер.

В этот период наиболее значимые фундаментальные исследования по изучению медико-биологического действия ИЗ были проведены в научных учреждениях Ленинграда (Ленинградский санитарно-гигиенический медицинский институт им. И.И. Мечникова, Ленинградский институт инженеров железнодорожного транспорта им. академика В.Н. Образцова, Военно-медицинская академия им. С.М. Кирова, НИИ гигиены морского транспорта), Москвы (НИИ гигиены труда и профзаболеваний, Институт биофизики, Московский НИИ гигиены им. Ф.Ф. Эрисмана), Воронежа (Воронежский государственный медицинский институт им. Н.Н. Бурденко). Это позволило сформировать концепцию об ИЗ как вредном производственном факторе и разработать гигиенические нормативы для различных условий деятельности человека (селитебные, производственные, чрезвычайные и др.).

2.1. НИИ гигиены труда и профзаболеваний

ФГБНУ «Научно-исследовательский институт медицины труда имени академика Н.Ф. Измерова» (ранее – НИИ гигиены труда и профзаболеваний) является ведущим учреждением РФ по изучению гигиенических и клинических вопросов возникновения, диагностики, течения и лечения профессиональных и производственно обусловленных заболеваний с последующей реабилитацией. Это в полной мере относится и к ИЗ. В институте основное внимание было уделено изучению производственных аспектов ИЗ и обобщению результатов исследований медико-биологического действия ИЗ, проводимых

в научных учреждениях страны. Во главе этих работ стояли такие известные ученые, как Н.Ф. Измеров, Г.А. Суворов, Л.А. Прокопенко, Э.И. Денисов и др. Институт возглавил разработку санитарно-гигиенических нормативов ИЗ для производственных объектов, жилых и общественных зданий и для территории жилой застройки (1989, 1996, 2017).

2.2. Институт биофизики

ФГБУ «Государственный научный центр Российской Федерации – Федеральный медицинский биофизический центр им. А.И. Бурназяна» ФМБА России (ранее – Институт биофизики) – одно из ведущих научных учреждений в системе специальных научно-исследовательских институтов ФМБА России. Здесь изучают влияние на организм человека радиации и других физических и химических факторов, а также проводят лечение и реабилитацию пострадавших от этих производственных факторов. Научное руководство работами, направленными на изучение медико-биологического действия ИЗ, осуществляли В.В. Яковлев, В.С. Степанов, А.И. Бритун. Была проведена большая серия экспериментальных исследований на различных видах животных по изучению влияния ИЗ на организм, в том числе в экстремальных условиях. Выявлено негативное действие на центральную нервную и сердечно-сосудистую системы, органы дыхания. Фундаментальные исследования на органном, клеточном и субклеточном уровнях позволили сформировать представление о механизмах действия ИЗ. Серьезный вклад в медико-биологические исследования внесли В.К. Дворников, А.В. Даценко, С.П. Драган, Е.И. Иванов, В.А. Ивашин, В.И. Казьмин, Ю.Н. Филимонов и др.

В центре организована работа по клиническому обследованию персонала, подвергающегося воздействию ИЗ на производстве. Возглавил эту работу Ф.С. Торубаров. Это позволило сформировать научные представления о клинических проявлениях инфразвуковой патологии и разработать их экспертную оценку.

На основании полученных результатов учеными центра были разработаны нормативы безопасности при работе с источниками ИЗ, защищены диссертации, в том числе докторские (А.В. Даценко, С.П. Драган), издана монография «Биологическое действие инфразвука» [9].

2.3. Воронежский государственный медицинский институт

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный медицинский университет (ранее – институт) им. Н.Н. Бурденко» Минздрава России. В этом учреждении в 80 – 90-х годах XX столетия были проведены медико-биологические исследования ИЗ под руководством ученых НИИ гигиены труда и профзаболеваний. Эти работы обобщены в монографии «Инфразвук как фактор риска здоровью человека (гигиенические, медико-биологические и патогенетические механизмы)» [10].

2.4. Ленинградский санитарно-гигиенический медицинский институт им. И.И. Мечникова

ФГБОУ ВО «Северо-Западный государственный медицинский университет им. И.И. Мечникова» Минздрава России образовался путем слияния Санкт-Петербургской государственной медицинской академии им. И.И. Мечникова (ранее – Ленинградский санитарно-гигиенический медицинский институт им. И.И. Мечникова, ЛСГМИ) и Санкт-Петербургской медицинской академии последипломного образования. С исторической точки зрения ЛСГМИ был инициатором изучения ИЗ в нашей стране и внес наибольший вклад в изучение ИЗ как производственного фактора. Ленинградская школа гигиенистов, занимавшихся проблемами производственного шума и вибрации, была сформирована в 50 – 60-е годы XX века. Долгое время ее возглавляла Е. Ц. Андреева-Галанина, заведовавшая кафедрой гигиены труда и профессиональных болезней ЛСГМИ. Поэтому ученые института активно включились в изучение нового производственного фактора – ИЗ. В

разные годы научными руководителями этого акустического направления (шум и ИЗ) были Е.Ц. Андреева-Галанина, Н.И. Карпова, С.В. Алексеев, Г.А. Суворов, В.Г. Артамонова. Изучение действия ИЗ одновременно проводили по нескольким направлениям:

экспериментальные исследования, в которых приняли участие такие ученые, как А.В. Кадыскин, Н.А. Мозжухина, В.В. Глинчиков, А.С. Нехорошев, В.Н. Ерохин, В.И. Свидовый, Т.И. Косачёва и др.;

клинико-физиологические исследования: в них приняли участие ученые Н.И. Карпова, В.И. Свидовый, С.В. Алексеев, Н.А. Мозжухина, А.С. Нехорошев и др.;

гигиенические исследования: наибольший вклад внесли Г.А. Суворов, В.Г. Артамонова, В.И. Свидовый.

Полученные данные были использованы при разработке гигиенических нормативов шума и ИЗ на производстве. В учреждении были защищены кандидатские (Н.А. Мозжухина, Т.И. Косачёва и др.) и докторские (В.И. Свидовый, А.С. Нехорошев и др.) диссертации, изданы сборники трудов, посвященные акустическим колебаниям [11, 12], монографии «Низкочастотные акустические колебания на производстве» [1], «Инфразвук» [13], «Глаз и инфразвук» [14].

2.5. НИИ гигиены морского транспорта

ФГУП «Научно-исследовательский институт промышленной и морской медицины» ФМБА России (ранее – НИИ гигиены морского транспорта) принимал участие в самой крупной в мире программе строительства атомных ледоколов, которая была реализована в СССР и России в 70-х – 90-х годах XX века. При испытаниях и последующей эксплуатации новых судов были проведены углубленные гигиенические исследования шума (ледокол «Арктика»), вибрации (ледоколы «Сибирь» и «Россия»), микроклимата (ледокол «Россия») и других основных факторов обитаемости. Исследования шума и ИЗ на ледоколах проводили специалисты ряда научно-исследовательских институтов: ЦНИИ технологии судостроения (ныне АО «Центр технологии судостроения и судоремонта») – начальник акустической лаборатории К. Мальцев, ЦНИИ морского флота (ныне АО «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт морского флота») – заведующий акустической лабораторией В.И. Зинченко, НИИ гигиены морского транспорта – заведующий гигиенической лабораторией А.А. Васильев.

В ходе исследований были выявлены высокие уровни шума и ИЗ в обитаемых помещениях ледоколов и соответствующие жалобы членов экипажа. На основании медицинских рекомендаций были внедрены т.н. «плавающие каюты» (на амортизаторах) на жилой палубе в носу судна, что позволило снизить уровни шума и ИЗ в каютах на 9 дБ. Это благоприятно повлияло на условия обитания моряков. По итогам исследований были разработаны гигиенические требования к обитаемости атомных ледоколов и нормативы ИЗ на морских судах. Предельно допустимые уровни ИЗ были установлены в зависимости от длительности его воздействия и назначения помещений. Результаты этих исследований были обобщены в монографии «Физические факторы обитаемости кораблей и судов» [15].

2.6. Военно-медицинская академия им. С. М. Кирова

ФГБВОУ ВО «Военно-медицинская академия им. С.М. Кирова». В начале 80-х годов XX века ИЗ был включен в перечень факторов обитаемости объектов вооружения и военной техники (ОВВТ), что потребовало проведения комплексных научных исследований в Вооруженных силах. Проведение этих работ было возложено на ученых ВМедА им. С.М. Кирова. В разные годы научными руководителями этого направления были И.М. Маркелов, О.П. Ломов, Д.В. Гусаров, В.Н. Зинкин, И.М. Ахметзянов.

Под руководством члена-корреспондента РАМН В.О. Самойлова были проведены биофизические исследования взаимодействия организма и низкочастотных акустических колебаний, по результатам которых была защищена докторская диссертация (Г.Н. Пономаренко) и подготовлена монография «Низкочастотная биоакустика» [16].

В академии была создана собственная лабораторно-экспериментальная база для моделирования ИЗ, где проводили медико-биологические исследования на животных различных видов. Активное участие в экспериментальных работах приняли ученые и специалисты Н.Ф. Смородин, Ш.Т. Аветикян, Г.Б. Жданович, Р.Л. Воробьёва, Г.Г. Родионов, И.В. Вобликов, Е.А. Юркянец, Н.В. Кузьмина, С.И. Павлова, И.В. Малышева, К.П. Жинь, Л.И. Коновалова, А.И. Леушина и др.

Клинико-физиологические исследования выполняли на клинической базе академии (клиники военно-морской и госпитальной терапии, отоларингологии, офтальмологии, центральная клинико-диагностическая лаборатория и др.). Большой вклад в разработку этого направления внесли ученые Д.В. Гусаров, В.Н. Зинкин, М.П. Мороз, И.В. Чубаров, И.Ю. Коваленко, С.А. Новиков, А.Б. Селезнёв и др.

Гигиенические исследования, проведенные такими учеными, как О.П. Ломов, П.И. Мельниченко, С.М. Логаткин, Ю.А. Иванов, И.М. Ахметзянов, М.С. Николаевич, В.Н. Зинкин и др., показали, что ИЗ является одним из значимых факторов военного труда, ведущим физическим фактором обитаемости ОВВТ в ракетных, артиллерийских, бронетанковых и автомобильных войсках, в авиации, на авианесущих кораблях и кораблях с динамическими принципами поддержания [17–21].

Ученые академии одними из первых стали заниматься вопросами профилактики неблагоприятного действия ИЗ на военнослужащих, в том числе путем использования фармакологических препаратов. Были разработаны подходы к созданию средств индивидуальной зашиты от ИЗ (наушники, шлемы, жилеты) [22–25].

Изучение механизмов действия ИЗ, в том числе биофизических, обусловило необходимость формирования собственной экспериментально-технической базы [26]. Были созданы лабораторные стенды и измерительные комплексы. Важный вклад в это направление внесли ученые В.И. Ефремов, С.Н. Сергеев, Д.И. Яник, А.В. Захаров, инженеры В.Е. Аффанасович, Н.А. Холодный и др.

На основании результатов исследований действия ИЗ были разработаны гигиенические нормативы для ОВВТ, защищены кандидатские (В.Н. Зинкин, И.М. Ахметзянов, К.П. Жинь, Д.И. Яник, Н.В. Кузьмина, А.Б. Селезнёв и др.) и докторские (В.Н. Зинкин, И.М. Ахметзянов, Д.В. Гусаров, Ю.А. Иванов, М.С. Николаевич, С.А. Новиков, И.В. Вобликов, И.В. Чубаров, Л.И. Коновалова, С.Н. Сергеев) диссертации, подготовлены монографии «Шум и инфразвук. Гигиенические аспекты» [27], «Физические факторы обитаемости кораблей и судов» [15], «Фундаментальные и прикладные аспекты авиационной медицинской акустики» [28].

2.7. Инженерно-техническое обеспечение исследований

Работы по изучению действия ИЗ медико-биологические учреждения проводили совместно с техническими научно-исследовательскими организациями России, где была создана необходимая экспериментальная база. На полевых и лабораторных стендах были проведены экспериментальные исследования на лабораторных животных. Были также созданы акустические камеры, в которых были проведены клинико-физиологические работы с участием испытателей-добровольцев [9].

Под руководством Э.Н. Малышева, работавшего в Ленинградском институте инженеров железнодорожного транспорта им. академика В.Н. Образцова (в настоящее время – ФГБОУ ВО «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I»), в 80-х годах XX века на базе ЛСГМИ была создана камера для генерации ИЗ и низкочастотных акустических колебаний, где он самостоятельно

выполнил ряд экспериментальных работ. Эту камеру на протяжении многих лет использовали в ЛСГМИ для проведения лабораторных исследований. Э.Н. Малышевым совместно с Н.И. Карповой была подготовлена монография, в которой впервые в СССР были обобщены результаты действия ИЗ на человека и животных [1].

Большой вклад в создании технической базы для медико-биологических исследований ИЗ внесли ученые и специалисты ФГУП «Научно-исследовательский институт прикладной акустики» (В.И. Кондратьев, А.П. Жданов, О.В. Кудрявцев, В.В. Зосимов, Г.И. Ерёмин, В.Н. Бычихин и др.) и АО «Центральный научно-исследовательский институт точного машиностроения» (В.И. Бодня, В.А. Бусов, В.А. Пашков, Е.И. Сладков, С.И. Гречкин, М.В. Пирожков и др.). Сотрудники этих научных организаций создали уникальные полевые и лабораторные стенды, акустические измерительные комплексы. Они принимали непосредственное участие в проведении биофизических исследований.

Заключение

Итак, медико-биологические исследования в нашей стране развернулись с начала 70-х годов XX века. В этих работах приняло участие большое количество научных учреждений, что позволило быстро достичь серьезных успехов в изучении биологического действия ИЗ. Многочисленные исследования выявили наличие источников ИЗ во многих отраслях народного хозяйства и в Вооруженных силах России. В ходе медико-биологических и клинико-физиологических работ было установлено, что ИЗ оказывает вредное действие на организм человека. Поэтому он был включен в перечень вредных и опасных производственных факторов. Для сохранения здоровья населения, работников различных категорий и военнослужащих, подвергающихся воздействию ИЗ, была разработана санитарно-гигиеническая нормативная база.

В настоящее время в качестве первоочередных задач, стоящих перед исследователями, следует отметить необходимость продолжения работ по уточнению критериев гигиенической оценки ИЗ как производственного фактора, особенно при совместном действии с шумом и общей вибрацией, по изучению клиники и патогенеза неблагоприятного действия ИЗ. Важной задачей, требующей решения, является создание средств и способов эффективной защиты от ИЗ и низкочастотных акустических колебаний звукового диапазона. Все более актуальной становится экологическая проблема распространения техногенного ИЗ в окружающей среде, в т.ч. в Мировом океане. Для решения этих задач требуется координация усилий научно-исследовательских организаций страны в рамках федеральных и региональных программ и проектов, направленных на увеличение продолжительности и повышение качества жизни населения Российской Федерации [29, 30].

Авторы выражают признательность В.С. Степанову, С.П. Драгану, М.В. Пирожкову и А.А. Васильеву за предоставленные материалы и помощь в подготовке исторического обзора.

Список литературы

1. Карпова Н.И., Малышев Э. Н. Низкочастотные акустические колебания на производстве. – М.: Медицина, 1981. – 192 с.
2. Шулейкин В. В. О голосе моря // Физика моря. — Изд. 4-е. — Москва: Наука, 1968. — С. 804—808.
3. Gavreau V. Infra-sons: générateurs, détecteurs, propriétés physiques, effets biologiques // Acustica. – 1966. – Vol. 17, N 1. – P. 1–10.
4. Gavreau V. Infrasound // Science journal. – 1968. – Vol. 4 (1). – P. 33.

5. Gavreau V. Sons graves intenses et infrasons : effets physiologiques, prévention, Scientific Progress // La Nature. – 1968, septembre. – P. 336-334.

6. Infrasound and low frequency vibration / Ed. by W. Tempest. – London; New York; San Francisco: Acad. Press, 1976. – 364 p.

7. Infra-sons, 24-27 septembre 1973: [colloque] organisé par le Centre national de la recherche scientifique et le Groupement des acousticiens de langue française, avec la participation du CNET / Ed. by L. Pimonow. – Paris: CNRS, 1974. – 435 p.

8. Pimonow L. Les infra-sons. – Paris: CNRS, 1976 – 277 p.

9. Уйба В.В., Котенко К.В., Степанов В.С. Биологическое действие инфразвука. – М., 2012. – 384 с.

10. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Куралесин Н.А., Овакимов В.Г. Инфразвук как фактор риска здоровью человека (гигиенические, медико-биологические и патогенетические механизмы). – Воронеж, 1998. – 275 с.

11. Вибрация и шум на производстве, их влияние на организм и борьба с ними / Под ред. Е.Ц. Андреевой-Галаниной. – Л.: Медгиз, 1960. – 184 с. – (Труды ЛСГМИ; Т. 61).

12. Шум и вибрация / Под. ред. Н. И. Карповой. – Л., 1976. – 121 с. – (Труды ЛСГМИ; Т. 114).

13. Нехорошев А.С. Инфразвук. – М.: Реинфор, 2004. – 105 с.

14. Алексеев В.Н, Свидовый В.И., Косачева Т.И. Глаз и инфразвук. – СПб.: Кормчий, 2004. – 112 с.

15. Ломов О.П., Ахметзянов И.М., Соколов М.О., Левашов С.П., Плахов Н.Н. Физические факторы обитаемости кораблей и судов. – СПб.: Судостроение, 2014. – 560 с.

16. Пономаренко Г.Н., Самойлов В.О., Енин Л.Д. Низкочастотная биоакустика. СПб.: Реверс. – 1994. – 216 с.

17. Ахметзянов И.М., Зинкин В.Н., Петреев И.В., Драган С.П. Гигиеническая оценка воздействия шума и инфразвука на организм военнослужащих // Военно-медицинский журнал. – 2011. – Т. 332, № 11. – С. 44-50.

18. Zhdanko I.M., Zinkin V.N., Soldatov S.K., Bogomolov A.V., Sheshegov P.M. Fundamental and applied aspects of preventing the adverse effects of aviation // Human Physiology. – 2016. – Vol. 42, N. 7. – P. 705-714.

19. Зинкин В.Н., Шешегов П.М. Современные проблемы шума в авиации // Проблемы безопасности полетов. – 2014. – № 5. – С. 3-25.

20. Дворянчиков В.В., Ахметзянов И.М., Миронов В.Г., Гаврилов И.К., Зинкин В.Н., Гущин П.С. Особенности акустической обстановки при эксплуатации объектов вооружения и военной техники в Вооруженных силах Российской Федерации // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2018. – № 3 (63). – С. 105-110.

21. 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.

22. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Драган С.П. Актуальные проблемы защиты населения от низкочастотного шума и инфразвука // Технологии гражданской безопасности. – 2015. – Т. 12, № 1. – С. 90-96.

23. 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.

24. 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.

25. Балык О.А., Шешегов П.М., Харитонов В.В. и др. Профилактики 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.

26. Иванов Н.И., Зинкин В.Н., Сливина Л.П. Биомеханические механизмы действия низкочастотных акустических колебаний // Российский журнал биомеханики. – 2020. – № 2. – С. 216-231.

27. Ахметзянов И.М., Гребеньков С.В., Ломов О.П. Шум и инфразвук. Гигиенические аспекты. – СПб.: Бип, 2002. – 100 с.

28. Солдатов С.К., Зинкин В.Н., Богомолов А.В., Драган С.П., Кукушкин Ю.А. Фундаментальные и прикладные аспекты авиационной медицинской акустики. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2019. – 216 с.

29. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Орихан М.М. Инфразвук как вредный производственный фактор // Безопасность жизнедеятельности. – 2013. – № 9. – С. 2-9.

30. Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М. Экологические, производственные и медицинские аспекты инфразвука // Защита от повышенного шума и вибрации: Сб. статей. – СПб, 2013. – С. 177-198.

УДК 534.836.2
OECD 01.03.AA

Особенности нормирования шума транспорта в Российской Федерации

Буторина М.В.[1*], Куклин Д.А.[2], Шабарова А.В.[3], Васильев А.П.[4]
[1]К.т.н., доцент, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Д.т.н., профессор, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Аспирант, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[4]Аспирант, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Характер воздействия шума на человеческий организм определяется видом источника шума, длительностью влияния шума и типом выполняемых человеком работ или отдыха. Нормирование шума на различных территориях осуществляется исходя из тех процессов, которые там ведутся (жилая застройка, территории больниц, парки и т.п.), а также исходя из влияния, которое оказывает шум на организм человека, находящегося на данной территории. Нормативные уровни могут также различаться для разных источников шума. В статье рассмотрены допустимые уровни шума на территории жилой застройки, установленные в разных странах, а также нормы шума вблизи аэропортов. Рассмотрены технические нормы шума автомобильного и железнодорожного транспорта, проведено сравнение российских нормативных уровней с критериями, рекомендованными в ЕС. Приведено обоснование для принятия бонуса на шум железнодорожного транспорта. Сделан вывод о необходимости сближения российского и европейского законодательства по нормированию шума транспорта.

Ключевые слова: допустимый уровень шума, шум автотранспорта, шум железнодорожного транспорта, шум авиатранспорта, шум в жилой застройке.

Features of transport noise regulation in the Russian Federation

Butorina M.V.[1], Kuklin D.A.[2], Shabarova A.V.[3], Vasiliev A.P.[4]*
[1]Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[2]Doctor of Engineering Sciences, Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[3]Post-graduate student, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[4]Post-graduate student, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The nature of the impact of noise on the human body is determined by the type of noise source, the duration of the noise exposure and the type of work or rest performed by the person. Standardization of noise in various territories is carried out based on the processes that are held there (residential buildings, hospitals, parks, etc.), as well as on the basis of the effect that noise cause on the human body in this area. Guideline levels may also differ for different noise sources. The article discusses the permissible noise levels in the territory of residential buildings, established in different countries, as well as noise standards near airports. The technical noise standards for road and rail transport are considered, and Russian regulatory levels are compared with the criteria

[*]*Автор корреспондент: butorina_mv@voenmeh.ru (Буторина М.В.)*

recommended in the EU. The rationale for the acceptance of the bonus for railway transport noise is given. The conclusion on the necessity of convergence of Russian and European legislation on regulation of traffic noise is made.

Key words: *noise limit, road noise, rail noise, aviation noise, noise in residential building.*

Введение

Характер воздействия шума на человеческий организм определяется видом источника шума, длительностью влияния шума и типом выполняемых человеком работ или отдыха. В ночное время шум с уровнем 30-40 дБА вызывает бессонницу, изменяется качество сна, начиная с 55 дБА начинаются реакции пробуждения. При наличии умственной нагрузки уровни звука в 50-60 дБА негативно влияют на центральную нервную систему. Шум в 70 дБА приводит к отрицательным изменениям в организме, вызывая нарушения нервной и сердечно-сосудистой деятельности, гипертоническую болезнь и даже проблемы желудочно-кишечного тракта. Уровни звука в 80-90 дБА ухудшают слух и могут вызывать неврит слуховых нервов, глухоту и полную потерю трудоспособности [1, 2].

В середине 80-х годов Техническим комитетом по акустике были предложены критерии шума для дневного времени. Так, шум с уровнем 55…60 дБА является критерием беспокойства, а с уровнем 60…65 дБА – существенного беспокойства. Районы акустического загрязнения с уровнями звука выше 55 дБА зарубежные источники определяют как «серую зону». Районы, где акустическое загрязнение превышает 65 дБА принято считать «черной зоной», поскольку такой шум может вызывать серьезные последствия для здоровья людей. Согласно этому зонированию большая часть городов европейских стран попадает в серую, а зачастую, и в черную зону [3].

В целях нормирования шума в разных странах используется уровень звука (УЗ) в дБА. Уровень звука учитывает субъективное восприятие шума человеком и представляет собой результирующий уровень звукового давления во всем слышимом диапазоне частот от 20 Гц до 20 кГц с поправками в соответствии с характеристикой А шумомера [2].

Нормирование шума на различных территориях застройки осуществляется исходя из тех процессов, которые там ведутся (жилая застройка, территории больниц, парки и т.п.), а также исходя из влияния, которое оказывает шум на организм человека, находящегося на данной территории. Нормативные уровни могут быть также различаться для разных источников шума.

1. Нормирование шума на территории застройки

Предельно допустимые уровни шума в странах мира разработаны на основании рекомендаций Всемирной Организации Здравоохранения (ВОЗ), содержащих значения предельно допустимых уровней шума, установленных для различных территорий и помещений [4]. Рекомендации ВОЗ приводятся в таблице 1. Как видно из таблицы, допустимые уровни шума устанавливаются в зависимости от функционального назначения защищаемой территории или помещения.

Таблица 1

Рекомендации ВОЗ по нормированию уровней шума

Помещение, территория	**Влияние на здоровье**	**$L_{Аэкв}$, дБА**	**Время, часы**	**$L_{Амакс}$, дБА**
Жилая территория	Значительное раздражающее воздействие Незначительное раздражающее воздействие	55 50	16 16	- -
Жилые комнаты квартир	Нарушение разборчивости речи и раздражающее воздействие	35	16	
Спальни жилых квартир, больниц	Изменения режима сна Бессонница	30 45	8 8	40 60
Учебные помещения	Нарушение разборчивости разговорной речи и восприятия информации	35	-	-
Промышленные, коммерческие, торговые и пешеходные зоны	Нарушение слуха	70	24	110
Общественные места	Нарушение слуха	85	1	110
Парки и рекреации	Возмущение спокойствия	уровень проникающего шума должен быть низким по сравнению с естественным		

В России предельно допустимые уровни шума устанавливаются санитарными нормами СН 2.2.4/2.21.8.563-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» [4], которые в большинстве своем соответствуют рекомендациям ВОЗ. Предельно допустимые уровни шума (эквивалентные уровни звука), установленные для территории жилой застройки в различных странах, в сравнении с российскими приведены на рис. 1.

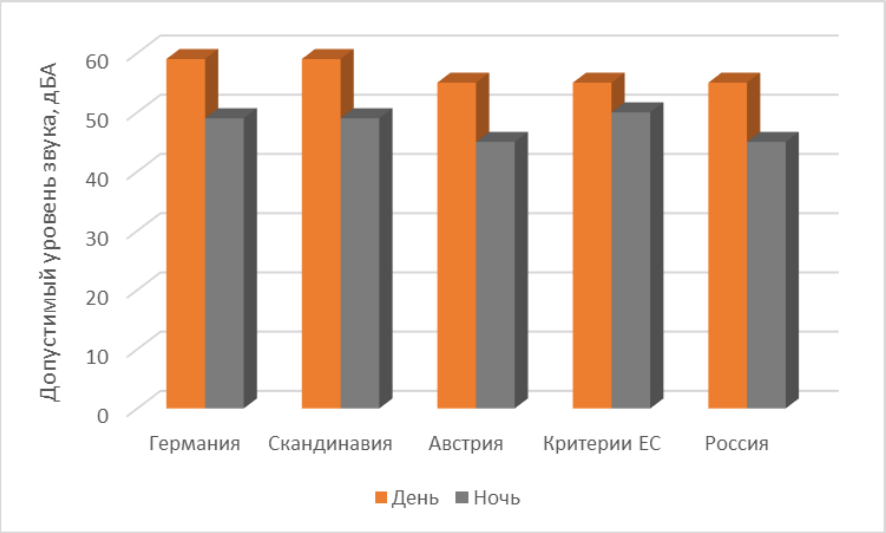


Рис. 1. Нормативные уровни шума в разных странах мира

Сравнение российских и зарубежных предельно допустимых уровней (ПДУ) шума показывает, что на западе установлены более высокие допустимые уровни шума, например, в Германии и Скандинавии ПДУ на 4 дБА выше, чем в России. В ночное время в России установлены наиболее жесткие нормы (45 дБА), которые на 5 дБА меньше, чем

критерий, рекомендованный ЕС для картирования шума и мониторинга акустического воздействия на территории жилой застройки.

Западные нормы могут учитывать также тип влияющего на жилую застройку источника шума. В таблице 2 приведены в качестве примера нормы шума Италии, установленные для жилой застройки, в случае, если источником шума выступают автомобильные дороги различных категорий.

Таблица 2
Допустимые уровни шума в жилой застройке вблизи автодорог Италии

Район	**Предельно допустимый уровень, дБА**		
	День	**Вечер и утро**	**Ночь**
Жилая застройка вблизи двухполосной дороги	55	50	45
Жилая застройка вблизи четырехполосной дороги	60	55	50

Анализируя эти нормы отметим, что с увеличением пропускной способности дороги, увеличиваются и нормативные уровни, например, при наличии четырехполосной автомобильной дороги нормы увеличиваются на 5 дБА.

2. Нормы шума автотранспорта

Технические нормы ограничивают воздействие шума различных видов транспорта. В России в этих целях принят ГОСТ Р 52231-2004, а в Европе – Директива 540/2014. Категории автотранспортных средств принимаются в соответствии с ГОСТ Р 52051-2003, гармонизированным с европейским законодательством. Допустимые уровни шума для различных категорий автотранспорта приводятся в таблице 3.

Таблица 3
Технические нормы шума автомобилей (на расстоянии 0,5 м от среза выпускной трубы)

Категория	**Тип**	**Россия**	**ЕС**	**Целевой показатель ЕС на 2024**
M1	Транспортные средства, используемые для перевозки пассажиров и имеющие, помимо места водителя, не более восьми мест для сидения	96	72-75	68-72
M2	Транспортные средства, используемые для перевозки пассажиров, имеющие, помимо места водителя, более восьми мест для сидения, максимальная масса которых не превышает 5 т	98	72-75	69-72
M3	Транспортные средства, используемые для перевозки пассажиров, имеющие, помимо места водителя, более восьми мест для сидения, максимальная масса которых превышает 5 т	100	76-80	73-77
N1	Транспортные средства, предназначенные для перевозки грузов, имеющие максимальную массу не более 3,5 т	96	72-74	69-71
N2	Транспортные средства, предназначенные для перевозки грузов, имеющие максимальную массу свыше 3,5 т, но не более 12 т	98	77-78	74-75
N3	Транспортные средства, предназначенные для перевозки грузов, имеющие максимальную массу более 12 т	100	79-82	76-79

Сравнение данных, представленных в таблице 3, показывает, что допустимые уровни шума автомобилей в ЕС более чем на 20 дБА ниже, чем в России. При этом имеется тенденция к дальнейшему снижению допустимых уровней: до 2024 г. уровни шума автомобилей должны быть снижены еще на 3-4 дБА, в результате чего шум легковых автомобилей не будет превышать 72 дБА, а грузовых – 79 дБА [5].

3. Нормы шума железнодорожного транспорта

Технические нормы шума железнодорожного транспорта в Европе устанавливают Правила N 1304/2014. Согласно данных правил устанавливаются допустимые уровни шума на стоянке, уровни стартового шума и шума при проезде подвижного состава на расстоянии 7,5 м от середины пути на высоте 1,2 м от головки рельса. Нормируют как эквивалентные уровни звука ($L_{экв}$), так и максимальные уровни звука ($L_{макс}$).

В России действуют многочисленные документы, устанавливающие допустимые уровни шума для разных типов железнодорожного подвижного состава. Согласно российским нормам уровни шума оценивают на расстояниях от 25 до 100 м от наружного рельса. Скорость движения устанавливают равной 2/3 конструкционной (± 10 км/ч). Для движения по звеньевому и бесстыковому пути устанавливают разные допустимые уровни. Сравнение российских и европейских ПДУ приводится в таблице 4.

При сравнении допустимых уровней, приведенных в таблице, следует учесть, что разница между замерами на 7,5 и 25 м составляет 5 дБА, между 7,5 и 50-100 м порядка 8-11 дБА [6]. При сравнении норм видно, что допустимые уровни в РФ значительно выше, чем в ЕС. Кроме того, в России нормы шума железнодорожного транспорта не упорядочены, условия измерений не единообразны, что затрудняет оценку допустимых уровней шума железнодорожного транспорта.

При сравнении европейских норм шума транспорта, с нормами, установленными для жилой застройки, можно увидеть, что разница составляет величину порядка 10 дБА, что может быть обеспечено при помощи основных шумозащитных мероприятий [6].

Таблица 4

Допустимые уровни шума железнодорожного транспорта

Категория	**Евросоюз (на 7,5 м)**						**РФ**
	Шум на стоянке		**Стартовый шум**		**Шум при проезде со скоростью**		**ПДУ, дБА**
	$L_{экв}$, дБА	**$L_{экв}$ воздушного компрессора, дБА**	**$L_{макс}$ выпускного клапана, дБА**	**$L_{макс}$, дБА**	**$L_{экв}$, дБА, на 80 км/ч**	**$L_{экв}$, дБА, на 250 км/ч**	
Электровозы и специальный состав с электрической тягой	70	75	85	81-84	84	99	78-84 на 25 м
Дизельные локомотивы и специальный состав с дизельной тягой	71	78	85	85-87	85	-	84-87 на 25 м
Электропоезда	65	68	85	80-83	80	95	84-87 на 25 м
Дизельные поезда	72	76	85	82-83	81	96	84-87 на 25 м
Вагоны	64	68	85	-	79	-	$L_{экв}$

пассажирские							84 на 100 м
Вагоны грузовые	65	-	-	-	83	-	80 на 50 м
Вагоны-хопперы	65	-	-	-	83	-	$L_{макс}$ 84 на 25 м

При оценке уровней шума в жилой застройке целесообразно вводить в нормативные уровни шума коррективы в зависимости от категории источника шума. В [7] сравнивается шум автодорожный и железнодорожный, по результатам анализа было установлено, что прерывисто-регулярный характер железнодорожного шума дает возможность восстановиться слуховым рецепторам, что способствует привыканию к шуму такого рода, например, 80% жителей Германии, проживающих вблизи железных дорог, утверждают, что они привыкли к железнодорожному шуму. Кроме того, медленное возрастание и убывание во времени шума поезда легче воспринимается человеком.

Исследования уровня беспокойства, вызываемого железнодорожным шумом, подтверждает лояльное отношение к нему населения. Этот эффект нашел свое отражение в принятии специальных «бонусов» для железных дорог, т.е. нормы шума на территории жилой застройки для железной дороги увеличиваются на величину 5-7 дБА по сравнению с нормами шума, создаваемого автотранспортом. Данные исследований, представленные в виде кривых Шульца (рис. 2), обосновывают закономерность принятия таких бонусов.

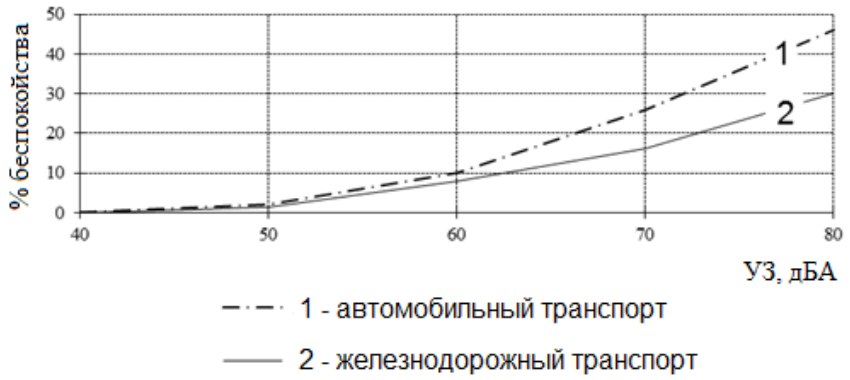


Рис. 2. Зависимость беспокоящего воздействия от уровня звука различных видов транспорта

Следует отметить, что в Российской нормативной базе установление бонусов на тип источника нашло свое отражение в ГОСТ 31296.1, ГОСТ Р 53187, ГОСТ 23337, согласно которым при замерах уровней шума используются коррекции на категорию источника шума: для железнодорожного транспорта установлен бонус от 3 до 6 дБА, однако в санитарных нормах такой подход не применяется.

4. Нормы шума воздушного транспорта

Результаты анализа воздействия уровней авиационного шума на человека показывают, что авиационный шум является наиболее раздражающим по сравнению с другими видами шума [8]. Для оценки авиационного шума используются такие единицы, как эквивалентный и максимальный уровни звука, эффективный уровень воздействия SEL, уровень воспринимаемого шума PNL и эффективный уровень воспринимаемого шума EPNL. Эффективный уровень воздействия SEL определяется как эквивалентный по времени уровень звука. Уровень воспринимаемого шума (PNL) связан с субъективной

реакцией человека на самолетный шум и определяется путем добавления коррекции к максимальным уровням звука. Эффективный уровень воспринимаемого шума (EPNL) основан на измерении спектра шума и учете времени его действия. Однако в целях нормирования все уровни воздействия авиационного шума приводятся к эквивалентным и максимальным уровням звука для сравнения с предельно допустимыми уровнями.

На рис. 3 приведены предельно допустимые эквивалентные уровни звука для аэропортов разных стран мира, которые обосновывают возможность размещения жилой застройки.

Допустимые значения эквивалентных уровней звука, создаваемых на селитебных территориях в районе аэропортов при эксплуатации воздушного транспорта, в различных странах составляют от 70 дБА (в Норвегии, Дании и Швеции) до 75 дБА (в Австрии, Германии, Японии и США). В большинстве стран за допустимый уровень принимается величина 75 дБА для критерия L_{dn}, который рекомендован ИКАО, или для L_{den}, который рекомендуется директивой по шуму в окружающей среде (Environmental Noise Directive (END) [9].

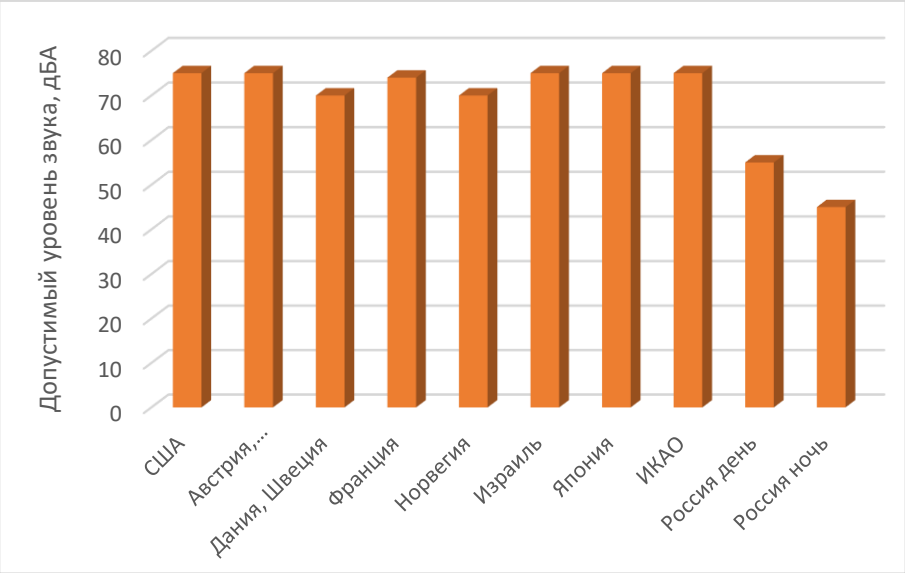


Рис. 3. Допустимые уровни звука вблизи аэропортов [8]

В России допустимые уровни звука для авиационного транспорта, как и для любого другого, составляют 55 дБА в дневное и 45 дБА в ночное время. Таким образом, в России действует показатель допустимого эквивалентного уровня в дневное и ночное время, который на 20-30 дБА ниже значений, рекомендуемых ИКАО и установленных в странах ЕС, что объективно приводит к невозможности обеспечения допустимого уровня авиационного шума на территории жилой застройки.

Заключение

Анализ допустимых уровней шума в разных странах показывает, что в России принят некорректный подход к нормированию шума, т.к. в качестве нормативного устанавливается уровень, не учитывающий технические возможности, а, следовательно, изначально недостижимый. Зачастую это негативно отражается на реакции населения, поскольку растет уверенность в бесперспективности применения мероприятий шумозащиты.

Поскольку воздействие шума различается в зависимости от характера источников, необходимо принимать различные допустимые уровни, зависящие от вида источника шума: автомобильный транспорт, железнодорожный транспорт, промышленные источники шума, авиационный транспорт.

Российские нормы шума необходимо гармонизировать с европейскими, так, техническое нормы шума имеет смысл понижать, а допустимые уровни шума в жилой застройке повышать.

Нормативные уровни для шума, создаваемого железнодорожным транспортом, на территории жилой застройки могут быть увеличены на величину порядка 5 дБА. При этом для автомобильных дорог I-II категории также может быть принят аналогичный бонус в 5 дБА.

Применяемые в целях картирования шума допустимые уровни в жилой застройке могут быть увеличены на 5 дБА, чтобы соответствовать критериям, принятым в ЕС.

Установление допустимых уровней шума, создаваемых аэропортами, должно основываться на возможности выполнения норматива, а не на санитарных нормах для жилой застройки. По предварительным оценкам, допустимые уровни аэропортов не должны превышать 70-75 дБА.

Сближение российского и европейского законодательства в области шума могло бы принести значительный экономический эффект на территории РФ.

Список литературы

1. Иванов, Н.И. Защита от шума и вибрации / Н.И. Иванов; Москва: Изд-во «НИЦ-Арт», 2017. – 268 с. - Текст: непосредственный.

2. Защита от шума в градостроительстве/ Г.Л. Осипов, В.Е. Коробков, А.А. Климухин и др.; Под ред. Г.Л. Осипова. – Москва: Стройиздат, 1993. – 96 с. - Текст: непосредственный.

3. Буторина М.В. Законодательное регулирование в области шума в Российской Федерации: недостатки и пути улучшения / М.В. Буторина, Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин // VI Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»: сб. трудов / Санкт-Петербург. — Санкт-Петербург: БГТУ, 2017. — С.15-24. - Текст: непосредственный.

4. Position Paper on EU Noise Indicators = Отчет об индикаторах шума в Европе // Working Group on Noise Indicators. Commission of the European Communities, Directorate General XI. 27 August 1999. - Текст: непосредственный.

5. Буторина М.В. Проблема снижения шума автотранспорта / М.В. Буторина, Д.А. Куклин // Школа науки. – 2018. - №10(10). - с. 16-19. - Текст: непосредственный.

6. Буторина М.В. Решение проблемы снижения шума на железных дорогах Российской Федерации / Буторина М.В., Куклин Д.А., Иванов Н.И. // VI Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»: сб. трудов / Санкт-Петербург. — Санкт-Петербург: БГТУ, 2017. — С. 79-92. - Текст: непосредственный.

7. Куклин, Д.А. Проблема снижения внешнего шума поездов в источнике и на пути распространения: диссертация докт. техн. наук: 01.04.06 / Куклин Денис Александрович. – Санкт-Петербург, 2016. – 291 с. - Текст: непосредственный.

8. Картышев, О.А. Социальные и санитарно-гигиенические аспекты шума окружающей среды и их значимость для экологического нормирования / А.И. Запорожец, О.А. Картышев // Научный вестник МГТУ ГА. 2010. № 160. С. 132 – 140. - Текст: непосредственный.

9. EU Directive: Directive 2002/49/EC of the European parliament and the Coun-cil of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise/ Official Journal of the European Communities, L 189/12, July 2002. - Текст: непосредственный.

УДК 621.825 (0131)
OECD 02.03.IU

Экспериментальное подтверждение гипотезы о возможности использования гиперболических канатных виброизоляторов «MAMSAR» в качестве отдельных или сборных муфт

Минасян М.А.[1*], Минасян А.М[2], Лэ Хи Ха[3]
[1]Д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]К.т.н., доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Аспирант, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Статья является логическим продолжением работ [1-8] о возможности использования канатных опор «MAMSAR» в качестве отдельных или сборных канатных и комбинированных муфт приводов. В данной работе в качестве объекта исследования рассматриваются муфты с гиперболическими канатными элементами [1-8]. В работах [1-8] отмечается, что большинство из известных опорных канатных виброизоляторов могут быть использованы в том числе и в качестве муфт приводов как в отдельности, так и в качестве элементов сборной муфты.

Для оценки эффективности гиперболической канатной муфты по защите от резонансных крутильных колебаний, возникающих вследствие неравномерности вращения, а также обеспечения компенсации продольных (аксиальных), радиальных и угловых сдвигов, представлена специальная установка.

Установка содержит приводной электродвигатель постоянного тока с регулируемыми частотами вращения, вибратор кривошипно-шатунного типа и опытный образец гиперболической канатной муфты.

Оценка эффективности виброизоляции гиперболической канатной муфты проведена относительно жесткого варианта соединения валов.

Жесткое крепление валов обеспечивается специально изготовленной жесткой вставкой с соответствующими размерами фланцев.

Представлены спектры вибрации по осям X, Y, Z, из которых следует, что в среднем коэффициент эффективности вибрационной защиты составляет 7–25 дБ.

В будущих исследованиях авторы намерены оценить виброизолирующую эффективность гиперболической канатной муфты в составе дизель-генераторного агрегата ДГА–8,83 с дизелем 2Ч 8,5/11 и генератором «КГ-5,6».

Ключевые слова: Муфта, канатный упругий элемент, гиперболический канатный виброизолятор, привод, опора.

Experimental confirmation of the hypothesis about the possibility of using hyperbolic rope vibration isolators 'MAMSAR' as single or modular couplings

Minasyan M.A.[1], Minasyan A.M.[2], Le Hi Ha[3]*
[1]Doctor of Engineering Sciences, Professor, Saint-Petersburg Marine Technical University, Saint-Petersburg, Russia
[2]Candidate of Engineering Sciences, Associate professor, Saint-Petersburg Marine Technical University, Saint-Petersburg, Russia
[3]Graduate student, Saint-Petersburg Marine Technical University, Saint-Petersburg, Russia

[*]*Автор корреспондент: mamsar@mail.ru (Минасян М.А.)*

Abstract

The article is a logical continuation of works [1-8] on the possibility of using MAMSAR rope supports as single or modular rope and combined drive couplings. In this work, couplings with hyperbolic rope elements are considered as the object of research [1-8]. In the works [1-8] it is noted that most of the known support rope vibration isolators can be used, including as drive couplings, both individually and as elements of a modular coupling.

To evaluate the effectiveness of a hyperbolic cable coupling for protection against resonant torsional vibrations resulting from uneven rotation, as well as to provide compensation for longitudinal (axial), radial and angular shifts, a special installation is presented.

The installation contains a DC drive motor with adjustable rotational speeds, a crank-type vibrator and a prototype hyperbolic cable coupling.

The evaluation of the vibration isolation efficiency of the hyperbolic cable coupling was carried out with respect to the rigid version of the shaft connection.

The rigid mounting of the shafts is provided by a specially made rigid insert with the appropriate flange dimensions.

The vibration spectra along the X, Y, and Z axes are presented, from which it follows that the average coefficient of vibration protection efficiency is 7-25 dB.

In future studies, the authors intend to evaluate the vibration-isolating efficiency of a hyperbolic cable coupling as part of a DGA-8.83 diesel generator set with a 2H 8.5/11 diesel engine and a KG-5.6 generator.

Key words: Coupling, rope elastic element, hyperbolic rope vibration isolator, drive, support.

Введение

Виброизолирующие высокоэластичные муфты приводов для передачи крутящих моментов известны в самых различных областях применения, например, для главных и вспомогательных судовых энергетических установок, компрессоров, насосов, приводных агрегатов и т.п. При передачи крутящего момента на вал или присоединенный агрегат они обеспечивают компенсацию продольных (аксиальных), радиальных и угловых сдвигов валов с обеспечением их виброизоляции [1-8].

В данной работе рассматриваются только канатные гиперболические виброизолирующие опоры (рис. 1) в качестве муфт приводов.

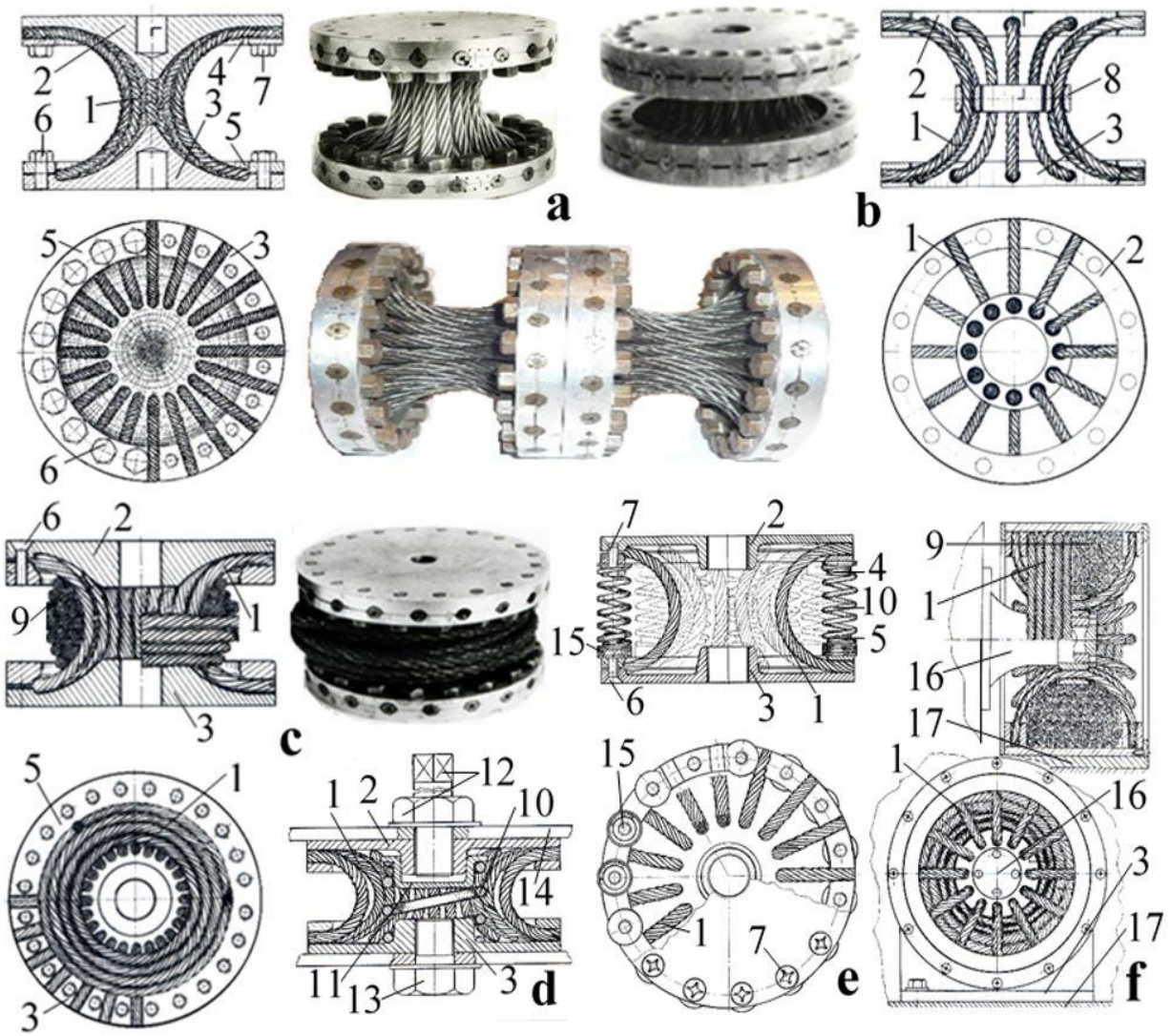


Рис. 1. Канатные и комбинированные виброизоляторы «MAMSAR», предлагаемые в качестве отдельных или сборных муфт
1, 9 – канатный упругий элемент; 2, 3 – опорные элементы; 4, 5 – прижимные кольца; 6, 7, 13 – крепежные средства; 8 – кольцо; 10 – пружина; 11 – тарелка; 12, 15 – регулировочные средства; 14, 16 – цапфа; 17 – рама

Если опорные виброизоляторы с упругими элементами из стального каната известны специалистам, то муфты с упругими канатными элементами являются относительно новым направлением и в литературных источниках малоизвестны [9-18]. Разработки «MAMSAR+A» направлены на усовершенствование и развитие известных канатных муфт приводов.

Целью статьи является экспериментальное подтверждение гипотезы о возможности использования гиперболических канатных виброизоляторов «MAMSAR» в качестве отдельных или сборных муфт

Поставленная цель достигается реализацией следующих задач:

1.Разработка и создание опытного образца канатной гиперболической муфты (КГМ) [1].

2. Разработка специальной установки для экспериментальной оценки работоспособности и эффективности виброизоляции муфты.

3. Экспериментальная оценка работоспособности и эффективности виброизоляции муфты.

1. Опытный образец канатногиперболической виброизолирующей муфты «MAMSAR»

На рис. 1 представлены запатентованные канатногиперболические и комбинированные виброизолирующие крепления «MAMSAR» [1-8], которые могут быть использованы в качестве отдельных или сборных муфт.

По двум изобретениям [1, 2], разработаны и созданы опытные образцы (рис. 1, a, c).

Гиперболическая форма канатного упругого элемента 1 (рис.1) [1], обеспечивает эффективность работы муфты в условиях смещения и изломов осей ведущего и ведомого валов агрегата.

При передаче вращения и момента с одного вала на другой возникает относительный угол поворота ведущего фланца (относительно ведомого) за счет упругого гиперболического канатного элемента.

2. Экспериментальная оценка эффективности виброизоляции гиперболической канатной муфты

Фотография установки для динамических испытаний гиперболической канатной муфты (рис. 1, a) представлена на рис. 2.

На рис. 2, а показана установка для динамических испытаний с установленной на ней КГМ 4. Для определения эффективности КГМ 4 изготовлена фальш-муфта, выполненная в виде стальной катушки 8, имитирующая жесткую муфту.

На рисунке 2, б показана установка с демонтированными муфтами (упругой 4, жесткой 9), а также фланцами 11, 3, крепящими эти муфты на ведущем и ведомом валах. Для проведения динамических испытаний муфты при наличии смещения и излома используют регулировочные элементы 7, 8 в виде втулок и шайб.

Установка содержит основание-фундамент 1, промежуточную раму 2, приводной электродвигатель постоянного тока с регулируемыми частотами вращения 5, вибратор кривошипно-шатунного типа 3, упругую муфту (КГМ) 4.

Поскольку виброизоляция – характеристика, показывающая степень уменьшения вибрации фундамента 1 (рис. 2) при замене жесткой конструкции 9 (Рис. 2, b) на виброизолирующую (эластичную, упругую) 4 (рис. 2, a), то в комплект установки входит жесткий фланец 9 (рис. 2, b), имеющий такой же вес и габариты, как испытуемая муфта.

Испытания проводятся в два этапа:

– первый этап – по схеме (рис. 2, a) с использованием КГМ 4;

– второй этап – по той же схеме, но с установленной жесткой вставкой 9 вместо КГМ 4.

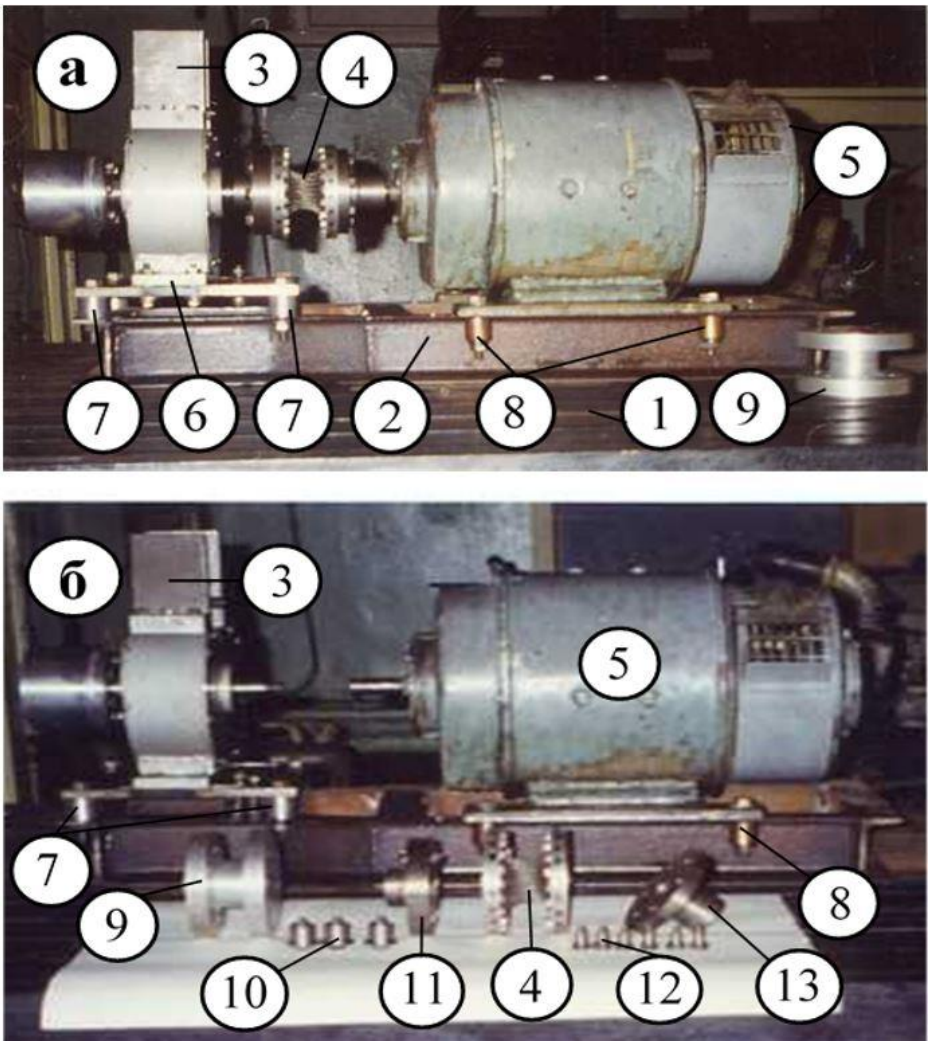


Рис. 2. Установка для динамических испытаний муфт
1 – фундамент; 2 – промежуточная рама; 3 – вибратор кривошипно-шатунного типа; 4 – муфта; 5 – электродвигатель; 6 – опорная лапа вибратора; 7 – регулировочные втулки; 8 – регулировочные шайбы; 9 – фальш-муфта; 10 – крепежные детали фланца вибратора кривошипно-шатунного типа; 11, 13 – фланцы для крепления муфт (жесткой, упругой); 12– крепежные детали фланца электродвигателя

Возбуждение вибрации осуществляется с помощью вибратора 3, приводом которого является электродвигатель постоянного тока 5 (рис. 2).

Разность уровней колебательных ускорений, полученная в указанных полосах частот, при испытаниях первого и второго этапов составляет искомую характеристику виброизоляции.

3. Экспериментальная оценка работоспособности и эффективности опытного образца муфты КГМ в лабораторных условиях

Экспериментальное определение эффективности канатной муфты проводилось только для муфты с упругим элементом в виде гиперболоиды (рис. 1, а и 2, а). Исследования проводились на стенде для определения эффективности муфты, представленной на рис. 2.

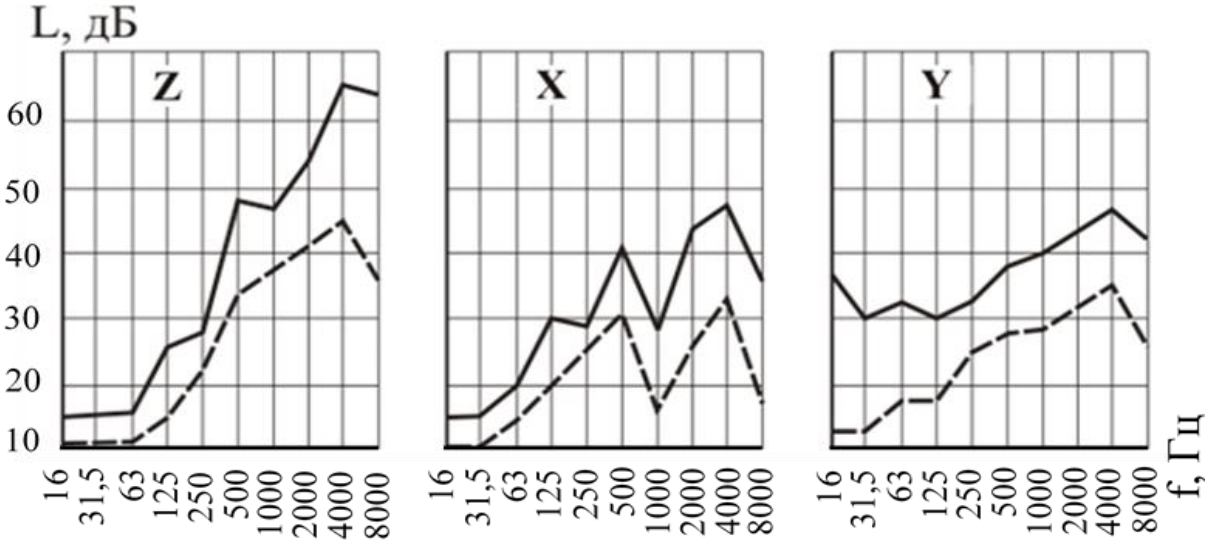


Рис. 3. Спектры вибрации на опорной лапе электродвигателя при жестком (сплошная линия) и упругом – КГМ (пунктирная линия) креплениях валов электродвигателя 5 и вибрационного стенда 3

Из представленных спектров вибрации (рис. 3) следует, что в среднем коэффициент эффективности вибрационной защиты составляет 7–25 дБ.

Заключение

1. Экспериментальные исследования подтверждают работоспособность и эффективность разработанного опытного образца КГМ «MAMSAR».
2. Полученные результаты экспериментальных исследований служат обоснованием для создания нового образца КГМ с целью оценки его эффективности в составе дизель-генераторного агрегата ДГА–8,83 с дизелем 2Ч 8,5/11 и генератором «КГ-5,6».

Список литературы

1. Патент N 2037691 Российская Федерация, МПК F16F 7/14. Виброизолирующая опора двигателя внутреннего сгорания : N 2037691 : заявл. 28.09.1992 : опубликовано 19.06.1995 / Минасян М.А. ; заявитель и Военно-морская академия им. Адмирала флота Кузнецова Н.Г. СПб. – 4 с. : ил. – Текст : непосредственный.
2. Патент N 2071000 Российская Федерация, МПК F16F 7/14. Виброизолирующая опора двигателя внутреннего сгорания : N 2071000 : заявл. 23.11.1993 : опубликовано 27.12.1996 / Минасян М.А. ; заявитель Военно-морская академия им. Адмирала флота Кузнецова Н.Г. СПб. – 4 с. : ил. – Текст : непосредственный.
3. Патент N 2093728 Российская Федерация, МПК F16F 7/14. Виброизолирующая опора двигателя внутреннего сгорания : N 2093728 : заявл. 08.06.1994 : опубликовано 20.10.1997 / Минасян М.А. ; заявитель Военно-морская академия им. Адмирала флота Кузнецова Н.Г. СПб. – 5 с. : ил. – Текст : непосредственный.
4. Патент N 2185537 Российская Федерация, МПК F16F 7/14. Виброизолирующая опора ДВС : N 2185537 : заявл. 18.07.1994 : опубликовано 20.07.2002 / Минасян М.А.;

заявитель Военно-морская академия им. Адмирала флота Кузнецова Н.Г. СПб. ил. – Текст : непосредственный.

5. Патент N 2185545 Российская Федерация, МПК F16F 7/14. Цельнометаллический виброизолятор : N 2185545 : / заявл. 11.11.1994 : опубликовано 20.07.2002 / Минасян М.А.; заявитель Военно-морская академия им. Адмирала флота Кузнецова Н.Г. СПб. – 8 с. : ил. – Текст : непосредственный.

6. Электронный Каталог XIX Московского международного Салона изобретений и инновационных технологий «АРХИМЕД». 29 марта – 1 апреля 2016 года. Россия, Москва, ЭкоЦентр «Сокольники». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.

7. Электронный Каталог XX Московского международного Салона изобретений и инновационных технологий «АРХИМЕД». 5-8 апреля 2017 года. Россия, Москва, ЭкоЦентр «Сокольники». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.

8. Электронный Каталог XXI Московского международного Салона изобретений и инновационных технологий «АРХИМЕД». 5-8 апреля 2018 года. Россия, Москва, ЭкоЦентр «Сокольники». www.archimedes.ru. www.mosvoir.ru.

9. У. Ли. Оперативная идентификация и проверка упругой муфты на крутильную жесткость / У. Ли [и др.] / Издательская Корпорация Хиндави. 2016. ID – 2016432. С. – 7.

10. Щэн Х. Исследование характеристик вибропередачи высокоэластичной муфты / Щэн Х., Жонг Я. / Цзянсуский университет науки и техники. 2015 № 3. С. 251-255.

11. Ли Б. Оптимизация и анализ конструктивных параметров тросовой муфты / Ли Б., Гао Д., Ли Т. / Оборудование для угольных Шахт. 2015. № 7. С. 198-200.

12. Патент N CN204878408U Китайская Народная Республика МПК F16D 3/52. Гибкая муфта, имеющая ось : N CN204878408U : заявл. 10.07.2015 : опубликовано 16.12.2015 / Ванг Вэйвэй. 5 с. : ил. – Текст : непосредственный.

13. Патент N CN105134813A Китайская Народная Республика МПК F16D 3/52. Тросовая гибкая муфта : N CN105134813A : заявл. 12.10.2015 : опубликовано 09.12.2015 / Цзэн М., Фанг Х., Жу Х., Жанг Ж. – 6 с. : ил. – Текст : непосредственный.

14. Патент N CN201973122U Китайская Народная Республика МПК F16D 3/52. Гибкая муфта : N CN201973122U : заявл. 06.01.2011 : опубликовано 14.09.2014. / Тан Й. – 5 с. : ил. – Текст : непосредственный.

15. Патент N CN203655933U Китайская Народная Республика МПК F16D 3/52. Новая упругая муфта : N CN203655933U : заявл. 11.12.2013 : опубликовано 18.06.2014 / Луо Лин, Вуху З. – 6 с. : ил. – Текст : непосредственный.

16. Патент N CN104196909A Китайская Народная Республика МПК F16D 3/52. Новая упругая муфта : N CN104196909A : заявл. 15.09.2014 : опубликовано 10.12.2014 / Ванг Ж., Джи З., Чен Ч., Юан В., Ли Лин, Женджианг. – 5 с. : ил. – Текст : непосредственный.

17. Патент N CN104533976A Китайская Народная Республика МПК F16D 3/52, F16D 3/56. Судовая упругая муфта : N CN104533976A : заявл. 10.11.2014 : опубликовано 22.04.2015 / Ши Гуанджоу. – 8 с. : ил. – Текст : непосредственный.

18. Патент N CN201973123U Китайская Народная Республика МПК F16D 3/04, F16D 3/06, F16D 3/52. Троссовая муфта : N CN201973123U : заявл. 27.04.2011 : опубликовано 14.09.2011 / Хан Гепинг. – 5 с. : ил. – Текст : непосредственный.

УДК 621.6
OECD 2.03

Перспективы совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров для диагностики промышленного оборудования

Валеев А.Р.[1*], Ташбулатов Р.Р.[2], Харрасов Б.Г.[3], Ганиева И.И.[4]
[1]Доцент, Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, Россия
[2]Доцент, Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, Россия
[3]Заведующий лабораториями, Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, Россия
[4]Инженер, Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, Россия

Аннотация

Работа посвящена исследованию возможностей совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров для диагностики промышленного оборудования. Проведены экспериментальные исследования с использованием специально разработанных электронного блока и программного обеспечения. Экспериментальные исследования проводились на лабораторном оборудовании, моделирующем пять источников вибрации. Рассмотрено отдельное использование анализа тензометрического спектра, которое показало перспективы его использования как альтернативу анализу вибрационного спектр. Он позволяет получать более четкий спектр, кроме того он меньше склонен к затуханию, позволяет определить геометрическое местоположения дефекта и фазы колебаний. Также рассмотрены возможности, получаемые при совместном использовании спектров: возможно определение местоположения источника случайных и нестационарных импульсов, а также производить дополнительную фильтрация исходных данных. Получено, что применение совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров является крайне перспективным для диагностики и оценки технического состояния промышленного оборудования.

Ключевые слова: диагностика, техническое состояние, тензометрия, спектр, вибрация.

Prospects of combined analysis of strain and vibration spectra for diagnostics of industrial equipment

Valeev A.R.[1], Tashbulatov R.R.[2], Kharrasov B.G.[3], Ganieva I.I [4]*
[1]Associate professor, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia
[2]Associate professor, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia
[3]Laboratory head, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia
[4]Engineer, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia

Abstract

The Paper is devoted to the study of the possibilities of combined analysis of strain and vibration spectra for the diagnostics of industrial equipment. Experimental studies were conducted using a specially developed electronic unit and software. Experimental studies were conducted on laboratory equipment that simulates five vibration sources. A separate use of the strain gauge spectrum is considered, which shows the prospects of its use as an alternative to the vibration spectrum. It allows obtaining a clearer spectrum, in addition, it is less prone to attenuation, allows determining the geometric location of the defect and the oscillation phase. The possibilities obtained by using the spectra together are also considered: it is possible to determine the location of the source of random and non-stationary pulses, as well as to perform additional filtering of the source data. It is found that the

[*]*Автор корреспондент: anv-v@yandex.ru (Валеев А.Р.)*

use of combined analysis of the strain and vibration spectra is extremely promising for the diagnosis and evaluation of the technical condition of industrial equipment.

Key words: *diagnostics, technical condition, strain gauge analysis, spectrum, vibration.*

Введение

Обеспечение надежной работы промышленного оборудования является важной задачей, поскольку любые выходы из строя оборудования негативно влияют на производственные процессы, а серьезные поломки и аварии дополнительно вызывают непредвиденные расходы [1].

Для обеспечения бесперебойной работы промышленного оборудования применяют различные виды диагностики, при этом наибольший интерес представляют неразрушающий методы контроля [2]. Наиболее простым с точки зрения технической реализации является контроль уровня оборудования по общему уровню вибрации. Однако этот поход позволяет получить только общие сведения о его работе.

Достаточно распространенным и информативным является метод анализа спектра вибрации. Однако данный метод требует информации об опытной наработке данного типа оборудования и формирования базы данных признаков определенной диагностики. В развитие этого подхода используется также метод анализа трендов, метод ударных импульсов, применение оконных функций анализа сигнала, вейвлет-анализ.

Также существуют и другие методы диагностики промышленного оборудования, такие как параметрические диагностики, трибодиагностика (анализ состояния масла), контроль электрических параметров масла, анализ акустического спектра и ряд других. Однако эти методы диагностики направленны только на определенные видов дефектов.

Таким образом, для развития диагностики оборудования в целом, необходима разработка новых методов и подходов.

В данной работе представлен подход, использующий совмещенный анализ тензометрического и вибрационного спектров.

1. Концепция совмещенный анализ тензометрического и вибрационного спектров

Концепция комбинированного вибро-и тензометрического анализа предполагает одновременное применение этих двух методов и создает дополнительные возможности для анализа. Если анализ вибрационного является широко известным методом, то об анализе тензометрического спектра необходимо остановиться поподробнее. Использование анализа тензометрического спектра является достаточно новым способом в диагностике оборудования. Для этого под углами оборудования устанавливаются тензометрические датчики, при этом если машина уже установлена, то можно использовать накладные тензодатчики. Тензометрические датчики дают информацию о динамических силах. Поскольку машины сделаны из стали, то их можно считать абсолютно жесткими, следовательно, все динамические силы, создаваемые дефектами, воздействуют на датчики без потерь. Таким образом, тензометрия может давать более четкий спектр, чем вибрационный.

Рассмотрим, какие преимущества дает анализ тензометрического спектра:

- более четкий спектр [3];
- тензометрический спектр меньше склонен к затуханию [4];
- определение геометрического местоположения дефекта [5];
- определение фаз колебаний.

Дополнительно совмещенный анализ позволяет следующее:

- применение анализа ударных импульсов для определения местоположения источника случайных и нестационарных импульсов;
- дополнительная фильтрация исходных данных.

2. Экспериментальное исследование возможностей совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров

Для экспериментальной реализации совмещенного анализа была разработан экспериментальный блок, основанный на микросхеме Teensy 3.2, который позволяет проводить измерения с помощью тензодатчиков и вибродатчиков с высокой частотой. Для условий 7 датчиков минимальная задержка двумя измерениями составила 11,1 микросекунд. Данные передаются на компьютер, где проводился анализ с помощью специально разработанной программой, реализованной на языке Python.

Исследования проводилось на опытной лабораторной установки с пятью условными источниками вибрации. На рис. 1 показан типичный тензометрический спектр, полученный при включении трех источников вибрации.

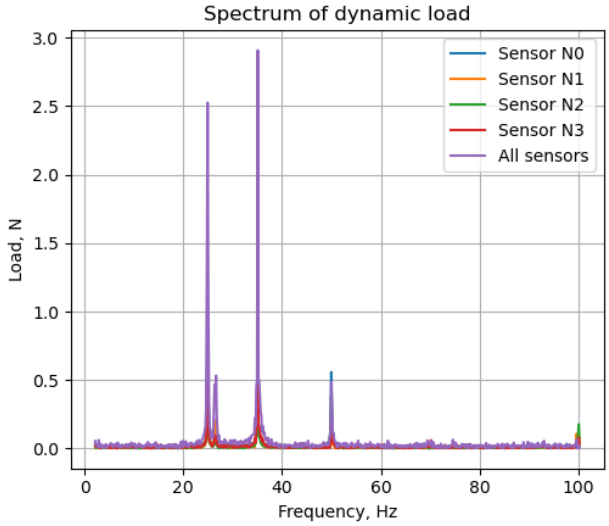


Рис. 1. Тензометрический спектр с 3 источниками вибрации

На рис. 2 показан вибрационный спектр для тех же источников вибрации

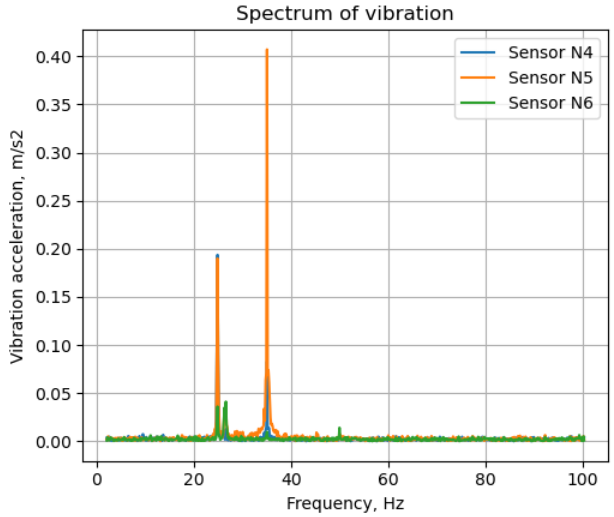


Рис. 2. Тензометрический спектр с 3 источниками вибрации

Отмечаем, что вибрационный и тензометрический спектры в целом схожи: на рисунках четко видны 3 пика вибрации. При этом на тензометрическом спектре так же присутствует пик для наводки от сети 50 Гц, поскольку была специально отключена соответствующая фильтрации для демонстрации возможностей, которые будут представлены далее. Кроме того, на обоих спектрах наблюдается некоторый шум. Таким образом, следует сделать вывод, что тензометрический спектр можно полноценно использовать вместо спектра вибрационного.

Как видно из рис. 1 и рис. 2, и как следует из теоретической механики, соотношение динамической нагрузки и виброускорения должно быть близким к массе машин, хотя может отличаться от точного значения из-за потерь и искажений вибрации. Построим график этого соотношения для всех частот спектров (рис. 3). Очевидно, что соотношение должно быть максимально близко к массе опытной установки (6,8 кг).

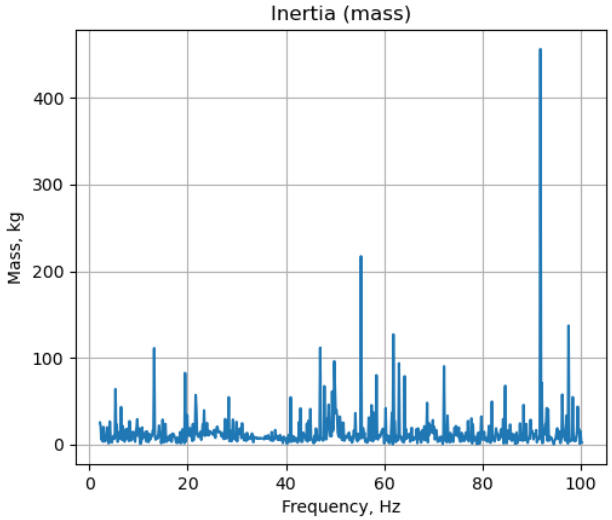


Рис. 3. Расчетные значения условной массы (отношение динамической силы к виброускорению) при различных частотах

Как видим, для частот, представляющие шумы, данное соотношение сильно отличается от требуемого (6,8 кг). Таким образом, это можно использовать для фильтрации. Исключим все частоты, где соотношения отличается более чем вдвое от 6,8 кг.

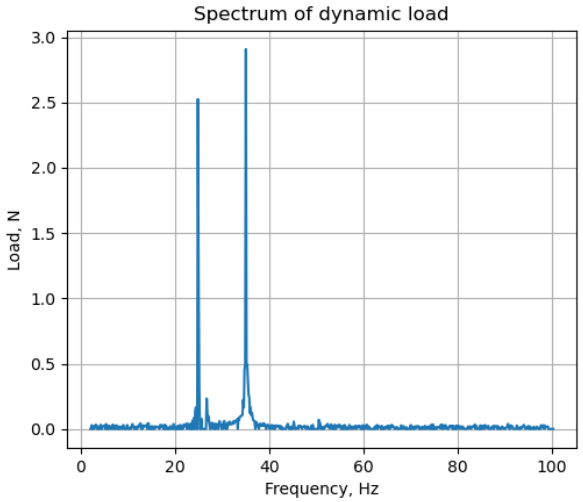


Рис. 4. Тензометрический спектр (для всех датчиков) с фильтрацией на основе оценки массы

Таким образом, это позволяет качество отфильтровать многие шумы без использования аппаратных или цифровых фильтров.

Заключение

Применение совмещенного анализа тензометрического и вибрационного спектров может предоставить много дополнительной полезной диагностической информации. Установлено, что анализ тензометрического спектра может в ряде случаев полноценно заменять вибрационный анализ. Сочетание двух спектров может дать более полную информацию, в частности, использоваться для фильтрации шума.

Таким образом, совмещенный анализ тензометрического и вибрационного спектров является крайне перспективным для диагностики и оценки технического состояния промышленного оборудования.

В ходе дальнейших исследований будет изучена погрешность анализа тензометрического спектра и проведено сопоставление с другими методами диагностики.

Благодарность

Исследование выполнено при поддержке гранта Президента РФ МК-1188.2021.4.

Список литературы

1. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев Ю.А. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: Учеб. пособ. СПб.: ГМТУ, 2004. 156 с.
2. Valeev A., Zotov A., Tokarev A. The Monitoring System of an Actual Technical Condition for Pumping Units with Frequency Analysis // Procedia Engineering, 2017. Volume 176. 137-143 pp.
3. Валеев А.Р. Применение анализа тензометрических сигналов для диагностики подшипников перекачивающего оборудования / Валеев А.Р., Харисов А.А., Харрасов Б.Г. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2020. № 1. С. 5–8.
4. Валеев А.Р. Разработка метода определения геометрического положения дефектов перекачивающего оборудования с применением удаленной тензометрии / А.Р. Валеев, Б.Н. Мастобаев, Р.М. Каримов, Р.Р. Ташбулатов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2019. № 3. С. 11–15.
5. Валеев А.Р. Апробация метода определения геометрического положения множественных дефектов перекачивающего оборудования с применением удаленной тензометрии / А.Р. Валеев, Б.Н. Мастобаев, Р.М. Каримов, Р.Р. Ташбулатов, Харрасов Б.Г. // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2019. № 4. С. 5–10.

УДК 534.28
OECD 01.03.AA

Активные потери в перфорированных панелях на низких частотах

Драган С.П.[1*], Кезик В.И.[2], Сулейманов А.Э.[3]
[1]Д.т.н., заведующий лабораторией, ФГБУ ГНЦ ФМБЦ им. А.И. Бурназяна ФМБА России, г. Москва, Россия
[2]Старший научный сотрудник, ФГБУ ГНЦ ФМБЦ им. А.И. Бурназяна ФМБА России, г. Москва, Россия
[3]Научный сотрудник, ФГБУ ГНЦ ФМБЦ им. А.И. Бурназяна ФМБА России, г. Москва, Россия

Аннотация

Проведен цикл экспериментов по определению акустических характеристик перфорированных панелей. Исследовались разные варианты использования панелей. В одном варианте панели служили горлом резонатора Гельмгольца, в котором глубина воздушного промежутка изменялась от 20 до 53 мм. В других вариантах панель излучала звук в открытое пространство или заканчивалась жестким дном. Эксперименты проведены для двух панелей, отличающихся толщиной и коэффициентом перфорации. Измерения проводились с помощью модифицированного метода двух микрофонов, обеспечивающего определение импеданса в широком частотном диапазоне.

Для обеих панелей зарегистрированы однотипные аномально высокие значения активных потерь на низких частотах, которые увеличиваются при излучении в замкнутый объем. Вероятное объяснение зарегистрированного факта заключается в том, что существующая теория не учитывает нелинейные эффекты, связанные с гидродинамикой процесса. При излучении звука в замкнутый объем, помимо эффекта вязкости, необходимо учитывать газодинамические циркулирующие течения, на формирование которых расходуется энергия звуковой волны.

Ключевые слова: перфорированная панель, резонатор Гельмгольца, акустический импеданс, резонансная частота, активные потери, акустический интерферометр.

Active losses in perforated panels at low frequencies

Dragan S.P.[1], Kezik V.I.[2], Suleymanov A.E.[3]*
[1]Doctor of Engineering Sciences, Head of the Laboratory, Burnazyan Federal Medical Biophysical Center, Moscow, Russia
[2]Senior Researcher, Burnazyan Federal Medical Biophysical Center, Moscow, Russia
[3]Research fellow, Burnazyan Federal Medical Biophysical Center, Moscow, Russia

Abstract

A series of experiments was conducted to determine the acoustic characteristics of perforated panels. Different options for using the panels were investigated. In one variant, the panels served as the throat of a Helmholtz resonator, in which the depth of the air gap varied from 20 mm to 53 mm. In other versions, the panel radiated sound into an open space or ended with a hard bottom. The experiments were carried out for two panels that differ in thickness and perforation coefficient. The measurements were carried out using a modified two-microphone method, which provides the determination of the impedance in a wide frequency range.

For both panels, the same type of abnormally high values of active losses at low frequencies are recorded, which increase when radiating into a closed volume. The probable explanation of the registered fact is that the existing theory does not take into account the nonlinear effects associated with the hydrodynamics of the process. When radiating sound into a closed volume, in addition to the viscosity effect, it is necessary to take into account gas-dynamic circulating flows, the formation of which consumes the energy of the sound wave.

[*]*Автор корреспондент: s.p.dragan@mail.ru (Драган С.П.)*

Key words: *perforated panel, Helmholtz resonator, acoustic impedance, resonant frequency, active losses, acoustic interferometer.*

Введение

Современные методы акустических измерений все чаще используются в приложениях медицинской диагностики. Так модифицированный метод двух микрофонов применяется для диагностики состояния барабанной перепонки [1-2]. При герметичном сочленении волновода с ухом, наружный слуховой проход выполняет функцию резонатора Гельмгольца. Измеренное значение резонансной частоты неплохо совпадает с теоретическим расчетом. Изменение положения или натяжения барабанной перепонки вызывает сдвиг резонансной частоты системы, по которому судят о пороге акустического рефлекса.

Другим примером применения модифицированного метода двух микрофонов в медицинской практике является диагностика дыхательного тракта [3-4]. Волновод при помощи загубника герметично пристыковывается к ротовой полости. Дыхательный тракт представляет собой разветвленную по дихотомическому принципу систему воздухоносных путей, состоящих из трахеи, бронхов, бронхиол и в конечном итоге оканчивающихся альвеолами. В качестве акустической модели используется также резонатор Гельмгольца. По измеренным значениям резонансной частоты и частотной зависимости активной компоненты импеданса можно судить об объеме легких и проводимости воздухоносных путей. Резонансные частоты дыхательного тракта человека находятся в диапазоне 20-30 Гц [5]. Рассчитать такую систему акустическими методами довольно сложно, в связи с чем, все физиологические особенности, имеющие диагностическую ценность целесообразно определять экспериментальным путем.

1. Постановка задачи

Для выявления характерных особенностей частотной зависимости активной компоненты импеданса дыхательного тракта проведен цикл экспериментов в акустическом интерферометре с различными перфорированными панелями. Исследовались разные варианты использования панелей. В одном варианте панели служили горлом резонатора Гельмгольца, в котором глубина воздушного промежутка (H) изменялась от 20 до 53 мм. В других вариантах панель излучала звук в открытое пространство или заканчивалась жестким дном. Эксперименты проведены с двумя панелями, отличающимися коэффициентом перфорации ($\eta=\sigma/S$, где σ – площадь поперечного сечения отверстия панели, S – площадь поперечного сечения волновода акустического интерферометра) и толщиной (t): η_1 = 7,1%, t_1 = 5,9 мм и η_2 = 4,3%, t_2 = 6,1 мм.

Такая постановка эксперимента моделирует распространение звука в дыхательном тракте для условий:

– здоровых легких (излучение в открытое пространство или максимальная глубина воздушного промежутка);

– больных (отек) легких, когда отсутствуют воздухоносные пути в бронхиолах, а часть альвеол закрыта или наполнено экссудатом (глубина воздушного промежутка минимальна или волновод заканчивается жестким дном).

Как показали наши исследования [5], при измерениях импеданса дыхательного тракта здоровых легких, активная компонента на частотах ниже резонанса имеет увеличенное значение по сравнению с резонансной частотой. На резонансе её значение принимает минимальное значение, а затем, с ростом частоты плавно увеличивается.

В соответствии с теоретическими представлениями, механический импеданс воздушной пробки в одиночном отверстии цилиндрической формы определяется влиянием вязкости и вычисляется по формуле, полученной Крендаллом [6]:

$$ZM_{\sigma} = \frac{i\sigma\rho t\omega}{1 - \frac{2}{k_{\mu}r_0}\frac{J_1\left(k_{\mu}r_0\right)}{J_0\left(k_{\mu}r_0\right)}}, \quad (1)$$

где r_0 – радиус трубки, t – ее длина, $\sigma = \pi r_0^2$ – площадь поперечного сечения, ω – круговая частота, k_{μ} – параметр, определяемый по формуле $k_{\mu} = \sqrt{-i\frac{\rho\omega}{\mu}}$ (волновое число Стокса), ρ и μ – плотность и коэффициент вязкости воздуха, J_0 и J_1 – функции Бесселя первого рода первого и второго порядка от аргумента $k_{\mu}r_0$, i – мнимая единица. Эта формула справедлива как для широких цилиндрических труб небольшой длины, так и для тонких коротких капилляров. Длина трубы или капилляра должна удовлетворять условию $t << \lambda$, где λ – длина волны. Для широких трубок, активная компонента импеданса выражения (1) преобразуется к виду: $R_{eff} = \frac{\sqrt{2\rho\omega\mu}}{r_0} \cdot t^* \cdot \sigma$, где t^* – эквивалентная толщина панели (с учетом концевой поправки). Это выражение получено Гельмгольцем. Удельное безразмерное сопротивление перфорированной панели в единицах ρc, с учетом коэффициента перфорации ($\eta = \sigma/S$) имеет вид:

$$R1 = \frac{R_{eff}}{\rho c S} \cdot \left(\frac{S}{\sigma}\right)^2 = \frac{\sqrt{2\rho\omega\mu}}{\rho c r_0} \cdot \frac{t^*}{\eta} \quad (2)$$

Таким образом, частотная зависимость активной компоненты импеданса, в соответствии с теоретическими представлениями (выражение (2)), пропорциональна корню из частоты. С ростом частоты потери возрастают. Теоретические предпосылки, основывающиеся только на учете одной вязкости, не позволяют дать объяснения увеличению R1 на низких частотах. Вероятно, для понимания частотной зависимости R1 необходимо учитывать добавочную кинетическую энергию, затрачиваемую звуковой волной на искривление линий тока при переходе от одних площадей сечений к другим и прохождению в замкнутую полость резонатора. А для анализа частотной зависимости R1, при исследовании импеданса дыхательного тракта, необходимо использовать характеристики жесткости стенок (трахеи и бронхов), что может являться дополнительным клиническим критерием для дифференциальной диагностики состояния легких.

2. Методика измерений

Измерение акустического импеданса (R1) осуществляется на основе модифицированного метода двух микрофонов [7], обеспечивающего определение импеданса в широком частотном диапазоне. При помощи двух измерительных конденсаторных микрофонов, установленных стационарно на боковой поверхности волновода, измеряют уровни звукового давления (P_1 и P_2) и разность фаз (φ_{12}) между ними на каждой частоте. По этим данным на основании точного решения уравнения распространения падающей и отраженной от препятствия звуковой волны рассчитывают комплексный коэффициент отражения и компоненты импеданса панели, размещенной в конце волновода. Для реализации метода необходимо учесть амплитудно-фазочастотное рассогласование между измерительными трактами. Это достигается фазовой градуировкой микрофонов в заданном диапазоне частот. Градуировка осуществляется

путем размещения микрофонов в одной плоскости волновода. Измеренные значения разности амплитуд и фаз на каждой частоте используются в качестве поправок и учитываются в последующих расчетах. Кроме того, необходимо применять микрофоны, обладающие стабильными амплитудно-фазочастотными характеристиками.

Расчет резонансных характеристик осуществляется в соответствии с выражениями [7]:

$$r = \frac{\sqrt{\left(N^2-1\right)^2 + 4N^2\left(\cos^2 kL + \cos^2\varphi_{12}\right) - 4N\left(N^2+1\right)\cos\varphi_{12}\cdot\cos kL}}{N^2+1-2N\cos\left(kL+\varphi_{12}\right)},$$

$$\theta = arctg\left[\frac{2N\sin kL\left(N\cos kL-\cos\varphi_{12}\right)}{N^2-1-2N\cos kL\left(N\cos kL-\cos\varphi_{12}\right)}\right]$$

где r – модуль комплексного коэффициент отражения $\bar{r} = re^{i\theta}$, θ – аргумент коэффициента отражения в месте расположения первого микрофона, k – волновое число, φ_{12} – разность фаз сигналов регистрируемых с двух микрофонов, L – расстояние между микрофонами, $N = P_1/P_2$ – соотношение амплитуд давления, измеренных в двух точках волновода.

Компоненты импеданса ($Z1 = R1 + iY1$) через коэффициент (r) и угол отражения (θ) для каждой частоты рассчитывают следующим образом [7]:

$$R1 = \frac{1-r^2}{1+r^2+2r\cdot\cos\left(\theta+2kl_2\right)}, \qquad Y1 = \frac{-2r\sin\left(\theta+2kl_2\right)}{1+r^2+2r\cdot\cos\left(\theta+2kl_2\right)},$$

где l_2 – расстояние от первого микрофона до перфорированной панели. Коэффициент поглощения (α) определяют по величине коэффициента отражения:

$$\alpha = 1 - r^2.$$

Схема установки представлена на рис.1.

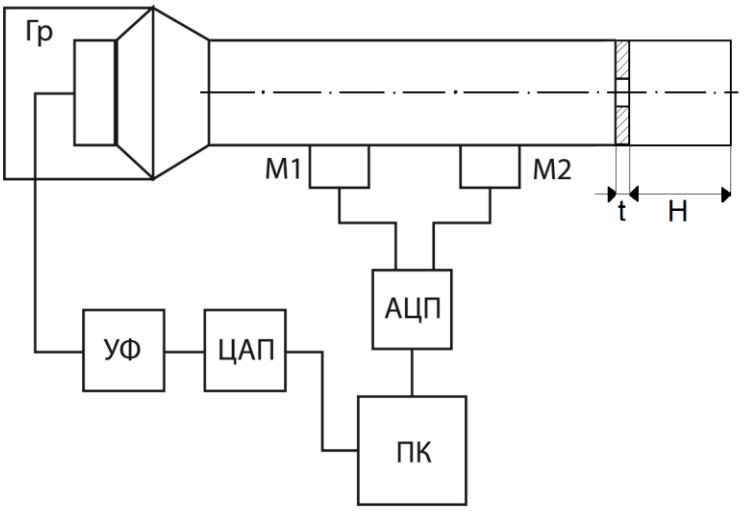


Рис. 1. Схема установки

Измерительные микрофонные тракты (М1 и М2) соединены с компьютером (ПК) посредством аналого-цифрового преобразователя (АЦП). Звуковая волна в волноводе генерируется громкоговорителем (Гр), на который подается сигнал от компьютера, через ЦАП и усилитель формирователь (УФ). На окончание волновода устанавливается панель, толщиной 5,9 мм (η = 7,1%) и 6,1 мм (η = 4,3%). Глубина воздушного промежутка регулируется и составляет для жесткого дна – 0 мм, для резонаторов – 20 мм, 30 мм и 53 мм. При излучении в свободное пространство – ∞.

3. Результаты и обсуждение

На рисунке 2 представлены результаты измерений частотных зависимостей компонент импеданса и коэффициента поглощения использованных панелей для разных глубин воздушного промежутка, включая жесткое дно и свободное пространство.

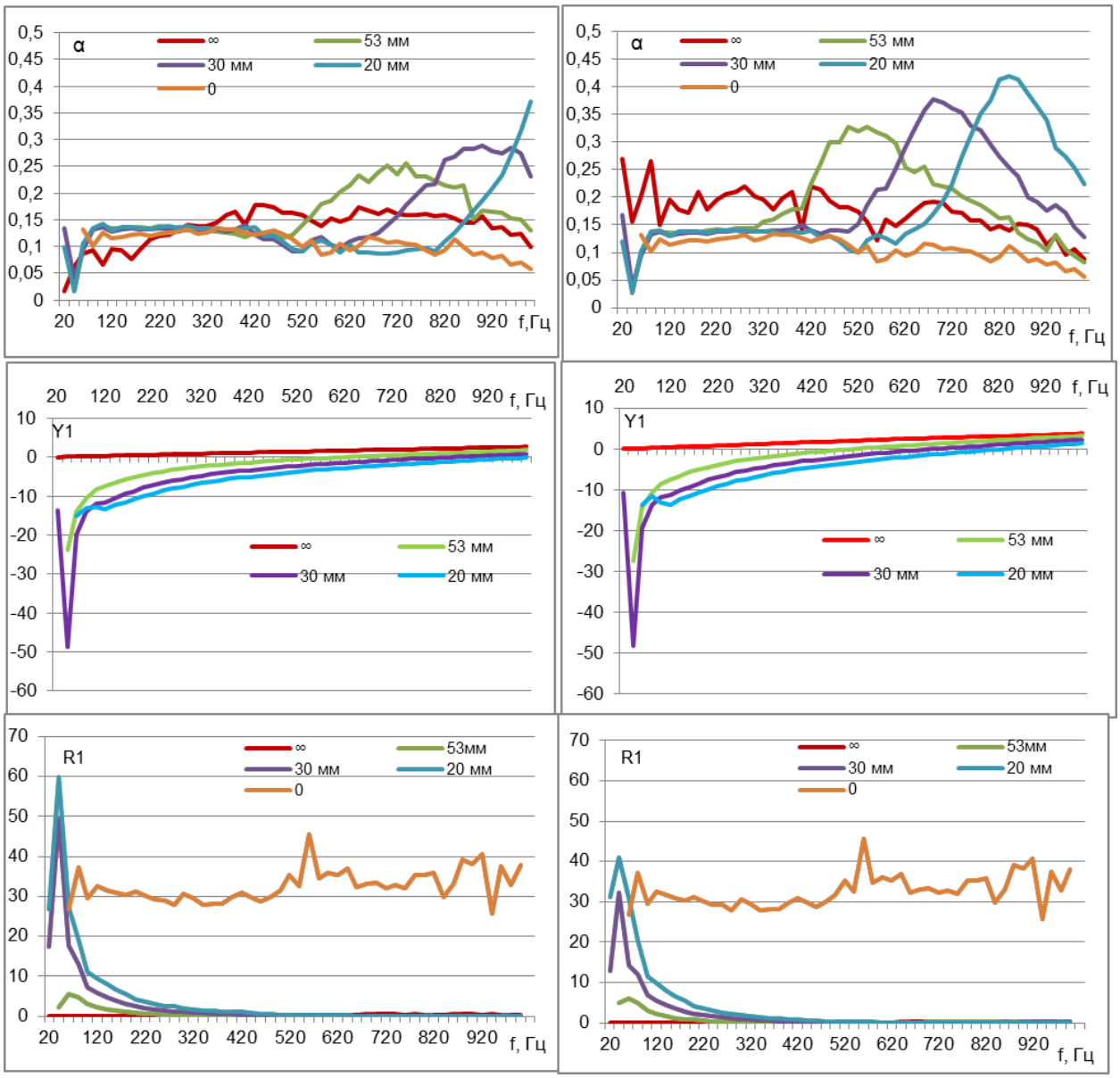


Рис. 2. Экспериментальные зависимости коэффициента поглощения (α – верхние графики), реактивной компоненты импеданса (Y1 – средние графики) и активной компоненты импеданса (R1 – нижние графики) от частоты для панелей с коэффициентом перфорации 7,1% (левый столбец) и 4,3% (правый столбец). На легендах рисунка разным цветом указана глубина воздушного промежутка, символ ∞ соответствует излучению в

свободное пространства, а символ 0 – жесткому дну.

Коэффициенты поглощения жесткого дна и соответствующие условию излучения в свободное пространство незначительно изменяются с ростом частоты и составляют 0,1-0,25 для обеих панелей. С уменьшением глубины воздушного промежутка резонансная частота повышается, коэффициент поглощения на резонансной частоте также увеличивается. Реактивная компонента импеданса (Y1) с ростом частоты изменяется от отрицательных до положительных значений и на резонансе переходит через ноль. При излучении в открытое пространство Y1 с ростом частоты линейно увеличивается от нуля.

Обращает внимание поведение частотной зависимости активной компоненты импеданса (R1 - нижние графики). На низких частотах зарегистрированы высокие значения активных потерь для обеих панелей. Характер изменения R1 от частоты практически совпадает. На средних и высоких частотах значения активных потерь и характер частотной зависимости, в целом, соответствует теоретическим значениям [8]. На рисунке 3 приведены обобщенные данные, полученные путем усреднения значений активной компоненты импеданса в диапазоне частот до 100 Гц при разных глубинах воздушного промежутка, включая условие излучения в свободное пространство и жесткого дна.

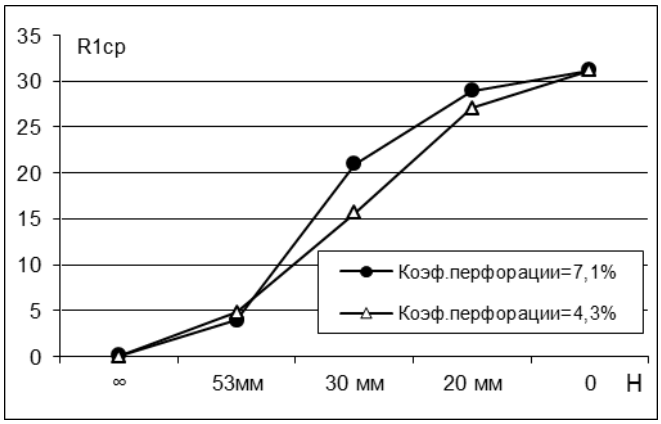


Рис. 3. Усредненные значения активной компоненты импеданса обеих панелей для диапазона частот 20-100 Гц, в зависимости от условий за панелью

При излучении звука в открытое пространство величина R1 принимает значения ≈ 0,1, что удовлетворительно согласуется с теорией. Далее, при излучении в замкнутое пространство (т.е. полость резонатора), R1 увеличивается, достигая значений 5. С уменьшением глубины воздушного промежутка величина R1 увеличивается и составляет ≈ 30. Активная компонента импеданса жесткого дна несколько выше, чем у использованных панелей при глубине воздушного промежутка, равного 20 мм.

Заключение

Таким образом, для обеих панелей зарегистрированы однотипные аномально высокие значения потерь на низких частотах, которые увеличиваются при излучении в замкнутый объем. Существующая теория резонансных звукопоглотителей это явление не учитывает, что может приводить к отклонениям между расчетными и экспериментальными значениями резонансных частот.

Вероятное объяснение зарегистрированного факта заключается в том, что существующая теория не учитывает нелинейные эффекты, связанные с гидродинамикой процесса. При излучении звука в замкнутый объем, помимо эффекта вязкости необходимо

учитывать газодинамические циркулирующие течения, на формирование которых и расходуется энергия звуковой волны [9].

Использование зарегистрированного факта увеличения активных потерь на низких частотах в задачах медицинского приборостроения может позволить создать информативный критерий диагностики дыхательного тракта. При обследовании здоровых легких методом акустической импедансометрии, активные потери на низких частотах не должны существенно отличаться от соответствующих значений на резонансной частоте. При нарушениях проводимости воздухоносных путей или при наличии экссудата в легких, активные потери на низких частотах будут существенно превышать резонансные значения, и чем хуже состояние легких, тем потери будут выше.

Список литературы

1. Драган, С. П. Метод неинвазивной диагностики состояния барабанной перепонки с использованием зондирующих полигармонических звуковых сигналов / С. П. Драган, А. В. Богомолов // Медицинская техника. – 2016. – № 6 (300). – С. 21-23.

2. Экспериментальное исследование проявлений акустического рефлекса при контралатеральной звуковой стимуляции / С. П. Драган, А. В. Богомолов, А. Д. Котляр-Шапиров, Е. А. Кондратьева // Доклады Академии наук. – 2016. – Т. 468. – № 6. – С. 705-706.

3. Драган, С. П. Метод акустической импедансометрии дыхательного тракта / С. П. Драган, А. В. Богомолов // Медицинская техника. – 2015. – № 5 (293). – С. 19-21.

4. Богомолов, А. В. Математическое обоснование акустического метода измерения импеданса дыхательного тракта / А. В. Богомолов, С. П. Драган // Докл. Академии наук. – 2015. – Т. 464, – № 5. – С. 623-625.

5. Драган, С. П. Анализ импедансных характеристик дыхательной системы животных и человека / С. П. Драган, А. В. Богомолов, В. И. Кезик // Российский журнал биомеханики. – 2020. – Т. 24. – № 2. – С. 187-195.

6. Ржевкин, С. Н. Курс лекций по теории звука / С. Н. Ржевкин. – М.: Изд-во Московского университета, 1960. – 336 с.

7. Лебедева, И. В. Определение акустических характеристик в трубах с помощью двух микрофонов / И. В. Лебедева, С. П. Драган // Измерительная техника. – 1988. – № 8. – С.52.

8. Кезик, В. И. Акустические характеристики резонаторов Гельмгольца с перфорированными микроотверстиями панелями, используемыми в качестве горла / В. И. Кезик // Noise Theory and Practice. – 2021. – Специальный выпуск, посвященный VIII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации».

9. Драган, С. П. Поглощение интенсивного звука на отверстии в экране / С. П. Драган, И. В. Лебедева // Акустический журнал. – 1998. – Т. 44. – №. 2. – С. 206-212.

УДК 534.2
OECD 1.03.AA

Оценка шума от взрывных работ в карьере

Пименов И.К.[1]*, Дементьев Н.А.[2], Кузнецова А.Д.[3]
[1]К.т.н., Заведующий кафедрой ГСП, Государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Инженер-акустик, ООО Акустическое бюро «САЙЛЕНС», г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Ассистент, Государственный морской технический университет, г. Санкт–Петербург, Россия

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы оценки уровня звука при проведении взрывных работ на открытых горнодобывающих карьерах. Такая оценка весьма важна для прогнозирования шумового воздействия при дальнейших разработках карьеров в сторону расширения границ карьеров и существенного изменения их рельефов.

Авторами были проведены неоднократные измерения уровней звука от взрывных работ на нескольких карьерах. Представлен анализ результатов этих измерений, позволяющий связать параметры взрывной волны с максимальными уровнями звука.

На основе анализа основных факторов, определяющих воздействие ударной волны, разработан алгоритм расчета максимальных уровней звука, связанный с особенностями технологии проведения взрывных работ, метеорологическими условиями и рельефом карьера. Выполнен расчет уровней максимального звука и сопоставление с данными натурных измерений. Оценена точность прогнозных оценок взрывного шума и значимость различных факторов, определяющих этот шум.

Ключевые слова: карьер, скважина, забойка, взрывные работы, слабые ударные воздушные волны, шум, пиковые уровни звукового давления, максимальные уровни звука.

Estimation of noise from blasting operations in a quarry

Pimenov I.K.[1], Dementev N.A.[2], Kuznetsova A.D.[3]*
[1]Head of the Department of GSP, State marine technical University, Saint-Petersburg, Russia
[2]Engineer, OOO Acoustic bureau 'SILENCE', Saint-Petersburg, Russia
[3]Assistant, State marine technical University, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article deals with the assessment of the sound level during blasting operations in open pit mining pits. Such an assessment is very important for predicting the noise impact during further quarry development in the direction of expanding the boundaries of quarries and significantly changing their topography.

The authors carried out repeated measurements of sound levels from blasting operations at several quarries. An analysis of the results of these measurements is presented, which allows us to link the parameters of the blast wave with the maximum sound levels.

Based on the analysis of the main factors determining the impact of the shock wave, an algorithm for calculating the maximum sound levels associated with the features of the blasting technology, meteorological conditions and the relief of the quarry is developed. The maximum sound levels were calculated and compared with the data of field measurements. The accuracy of predictive estimates of explosive noise and the significance of various factors determining this noise are evaluated.

Key words: *quarry, borehole, tamping, blasting, weak shock air waves, noise, peak sound pressure levels, maximum sound levels.*

[*]Автор корреспондент: ikpimenov@list.ru (Пименов И.К.)

Введение

Источником шума на границе санитарно-защитных зон (СЗЗ) горно-обогатительных предприятий помимо шума технологических процессов и передвижения карьерного транспорта по территории являются массовые взрывы в карьерах, в большинстве своем производимые открытым способом.

Одним из отрицательных факторов, сопутствующих взрывам, является шум, оказывающий неблагоприятное действие на человека. Взрывной шум является следствием распространения в воздухе постепенно затухающей ударной воздушной волны взрыва. Здесь речь идет об ударной воздушной волне (УВВ) достаточно малой интенсивности, при которой, как правило не появляются повреждения сооружений (например, застекления зданий) [1].

1. Взрывной шум и параметры слабых ударных воздушных волн при взрывах на земной поверхности, его определяющие

Шум, вызванный распространением УВВ, качественно отличается от шума, вызванного другими источниками, особенно по временным характеристикам. По основным параметрам (пиковое давление ΔP, время действия положительной фазы τ+, общая продолжительность УВВ t) УВВ взрыва можно отнести к так называемым импульсным шумам. К таким шумам относится и звуковой удар от пролета сверхзвукового самолета (СЗС).

Для случаев, аналогичных взрывному шуму в качестве критерия опасности выбирается не среднеквадратичный уровень звукового давление, а пиковое избыточное давление на фронте волны. Уровень взрывного шума при треугольной эпюре давления УВВ можно определить по формуле [1]:

$$L = 89 + 20\lg(\Delta P) \quad (1)$$

Параметры слабых УВВ при взрывах наружных зарядов зависят от величины избыточного давления на фронте УВВ, от физико-технических свойств взрываемых пород и от метеоусловий (температурные градиенты по высоте, скорость и направления ветра и др.) и могут быть описаны следующим образом [2].

$$\Delta P = 4.7 * 10^5 K_T K_M \left(\frac{\sqrt[3]{Q}}{r}\right)^{1.5} \quad (2)$$

где ΔP – давление на фронте УВВ, Q - масса наружного заряда, $К_М$ – коэффициент метеоусловий, $К_Т$ – коэффициент, учитывающий влияния физико-технических свойств взрываемых пород и материалов на интенсивность УВВ, его значения приведены в таблице 1.

Таблица 1
Значения коэффициента $К_т$ в зависимости от физико-технических свойств горных пород на интенсивность УВВ (по Протодьконову).

Группа пород	Наименование пород	Коэффициент крепости	Коэффициент $К_т$
I	Песчаники, сланцы, мел, доломит, известняк, выветренные серпентиниты и перидотиты, мерзлые грунты	до 8	0,5
II	Крепкие известняки, гранодиориты, некрепкий гранит, гранито-гнейс, серпентиниты, перидотиты только	8-12	1,0

Группа пород	Наименование пород	Коэффициент крепости	Коэффициент $К_т$
	карбонатные породы, кирпич, бетон		
III	Граниты, порфириты, кварциты, базальты, трахилипариты, диориты, габбро плотные, серпентизированный перидотит, крепкий бетон, железобетон	12-20	1,6

Значения коэффициента $К_М$ зависят от сложившихся метеоусловий и расстояния между местом взрыва и рассматриваемой точкой. На малых расстояниях влияние метеоусловий сказывается незначительно, т.к. уменьшается воздействие аномальных и фокусирующих профилей градиентов скорости звука, приводящих к усилению УВВ [2].

Таблица 2

Значения коэффициента $К_м$

Сезон	Расстояние		
	до 200м	от 200м до 2000м	более 2000м
Летний (с апреля по октябрь)	1	$3\left(\frac{r}{2000}\right)^{\frac{1}{2}}$	3
Зимний (с ноября по март)	1	$5\left(\frac{r}{2000}\right)^{\frac{1}{2}}$	5

2. Параметры, определяющие УВВ скважных зарядов

Для оценки параметров УВВ при взрывах скважинных и шпуровых зарядов, зарядов выброса и сброса можно использовать формулы (1)…(2), если под Q понимать массу эквивалентного заряда $Q_э$, т.е. массу наружного заряда, размещенного на поверхности абсолютно жесткого полупространства, эквивалентную по интенсивности излучения УВВ взрыву соответствующего заряда. В случае достаточной длины одиночного цилиндрического заряда общая масса заряда в скважине не играет большой роли во внешних эффектах взрыва, важна масса ВВ в одном метре выработки (т.н. линейная плотность заряда) [3].

Для диаметра скважины эквивалентную массу одиночного скважинного заряда $Q_э$ ($Q_э^1$) можно выразить через диаметр и линейную плотность заряда.

$$Q_э^1 = Kpd \qquad (3)$$

где d – диаметр скважины, м; p – линейная плотность заряда, кг/м; К – коэффициент отношения длины заряда к диаметру скважины.

При $\frac{l_{зар}}{d} < 20$ коэффициент К возрастает с увеличением длины заряда, а при $\frac{l_{зар}}{d} > 20$ достигает значения К=12 и при дальнейшем увеличение относительной длины заряда остается постоянным. При малых длинах заряда (длина заряда $l_{зар} < 12d$) массу эквивалентного заряда с некоторым запасом можно принять равных фактической массе Q.

Для учета влияния забойки скважины в формулу (3) введен коэффициент $К_з$, учитывающий влияние забойки скважинного заряда на интенсивность УВВ (при полном заполнении скважины зарядов ВВ до устья коэффициент $К_з$=1,0) [1].

Типичная конфигурация скважинного заряда при наличии грунтовой забойки показана на рисунке 1. Глубина скважины варьируется в зависимости от взрываемых пород и типа взрывчатого вещества (ВВ) и достигает 10м-35м, величина забойки также варьируется от 3м до 15м.

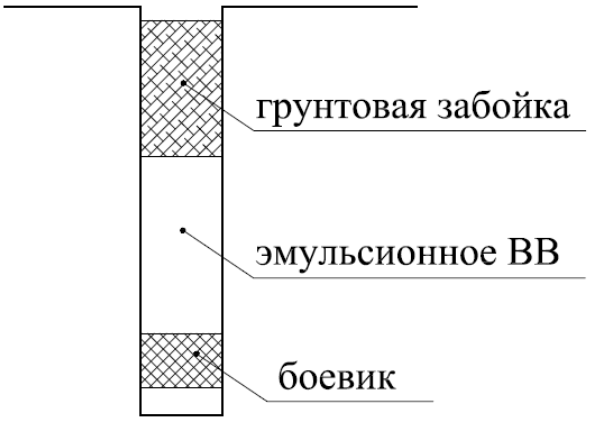


Рис. 1. Конфигурация скважинного заряда при наличии грунтовой забойки

В диапазоне $0 \leq \frac{l_з}{d} \leq 15$ грунтовая забойка описывается формулой $\frac{\Delta P_{заб}}{\Delta P_{оскв}} = e^{-\frac{l_з}{5d}}$.

Подставляя значения $Q_э$, рассчитанные по формулам выше, в формулы (1) … (2), можно получить зависимости для расчета основных параметров слабых УВВ при взрывах скважинных зарядов.

При короткозамедленном взрывании под $Q_э$ следует понимать массу эквивалентного заряда одной группы. Учитывая, что взрывные работы на предприятиях производят главным образом в близкой зоне, где продолжительность фазы УВВ не превышает 10…15мс, можно считать, что при замедлении 25мс и более, УВВ от отдельных групп зарядов полностью разделяются. В этом случае взрыв одной группы зарядов по действию УВВ можно рассматривать как мгновенный.

В зависимости от используемой технологии замедление между группами зарядов составляет 30мс-160мс, из чего следует, что для взрывной технологии УВВ отдельных групп зарядов полностью разделяется. Получается, взрывной шум, обусловленный слабой УВВ, зависит только от отдельной группы зарядов и не зависит от суммарного количества скважин в блоке, и, следовательно, от общего количества ВВ в блоке. Поэтому уровни взрывного шума блоков не суммируются.

Таким образом, акустической характеристикой источника шума от взрывных работ являются уровни звука L_{ro}, которые могут быть определены исходя из расчетных значений пиковых уровней звука на фронте УВВ на реперном расстоянии 100м, когда взрывная волна переходит в звуковую [1].

Уровни звука (УЗ) на фронте УВВ определяются каждым блоком в отдельности, поэтому эпицентр взрыва расположен в центре взрываемого блока зарядов и по периметру окружности формируется идентичный УЗ во всех направлениях.

3. Особенности нормирования взрывного шума и распространение шума на местности

Согласно действующей нормативной документации [4] на территориях населенных пунктов должны выполняться нормы по шуму, в том числе при проведении взрывных работ. Взрывные работы в карьере проводятся только в дневное время суток,

поэтому согласно СанПиН 1.2.3685-21 [4] нормативное значение эквивалентного уровня звука на границе СЗЗ предприятия составляет 55дБА, максимальных уровней звука – 70дБА.

Следует отметить, что практически во всех измерениях фоновые уровни шума были меньше измеренных максимальный уровней звука при взрывах на 15-20дБА, что позволило проводить дальнейший анализ измерений без учета поправки на фон. Кроме того, фоновые уровни шума характеризуют эквивалентные уровни звука, а уровни взрывного шума характеризуются максимальными уровнями звука. Поэтому учет фонового эквивалентного уровня шума при оценке взрывного шума (максимального/пикового УЗ) не требуется.

На сегодняшний день отсутствуют утвержденные общепринятые методики для оценки шума от проведения взрывных работ на селитебные территории. Оценка воздействия происходит путем проведения натурных измерений в точках контроля с последующим сравнением их с санитарными нормативами. Что не дает возможности качественно разрабатывать шумозащитные мероприятия, так как при таком подходе неизвестными остаются параметры, влияющие на шум в конкретном месте.

В статье рассмотрены результаты измерений шума во время проведения взрывных работ на четырех горно-обогатительных комбинатах. На рисунке 2 приведен пример временной записи сигналов при взрывных работах.

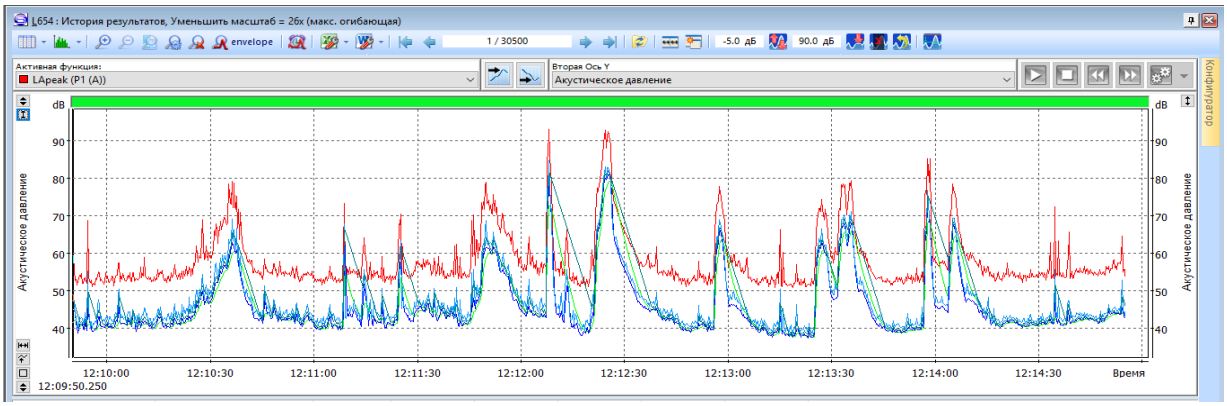


Рис. 2. Скан программы SVAN PC++ измерения шума взрывных работ (500м от борта карьера).

Взрывы являются источниками кратковременного шума: суммарная продолжительность взрывных работ зависит от технологии и составляет в среднем 30сек. По этой причине нет необходимости оценивать воздействие шума по эквивалентному значению, которое определяется как аналогичное (по энергии) воздействие шума, но действующее в течение продолжительного временного промежутка [4].

Но согласно СанПиН 1.2.3685-21 [4] пиковые уровни звука на селитебных территориях не нормируются. В таком случае, наиболее правильно оценить такое кратковременное воздействие по максимальным уровням, воздействующим на прилегающую территорию в моменты проведения взрывных работ.

Для использования расчетных соотношений, полученных для пиковых значений взрывного шума при определении нормируемых УЗ на селитебной территории, необходимо установить связь пиковых значений УЗ с максимальными значениями УЗ.

Связь пиковых значений УЗ взрывного шума с максимальными значениями УЗ того же самого процесса зависит от особенностей технологии проведения взрывных работ, принятых на комбинатах. В таблицах 3-5 приведены разности пиковых УЗ и максимальных УЗ для взрывного шума, измеренного на четырех объектах - открытых

горнодобывающих карьерах [5].

Для объекта №1 описаны разности от *каждого отдельного блока* для точки измерения (ТИ), расположенной на краю карьера (в пределах прямой видимости мест взрывов) и для точки, расположенной на некотором расстоянии от борта карьера, для которой взрывной шум экранируется бортом карьера.

Для объектов №2, №3 и №4 – приведены суммарные от всех блоков уровни шума для точек измерений, расположенных как на борту карьера, так и на удалении от него.

Таблица 3

Разности пиковых УЗ и максимальных УЗ по результатам натурных измерений (борт карьера)

Объект№1 (точка измерения ТИ1) - борт карьера			
№ взрыва (блоки)	L_{Peak}-L_{maxI}	L_{Peak}-L_{maxF}	L_{Peak}-L_{maxS}
1	20	22	26
2	23	27	29
3	22	26	32
4	18	23	29
5	22	26	33
6	21	23	27
7	21	23	27
Среднее значение	**21**	**24**	**29**
Объект№2 (точки измерения) - борт карьера			
№ТИ	L_{Peak}-L_{maxI}	L_{Peak} -L_{maxF}	L_{Peak}-L_{maxS}
ТИ1	22	27	35
ТИ2	23	28	35
Среднее значение	**23**	**28**	**35**

Таблица 4

Разности пиковых УЗ и максимальных УЗ по результатам натурных измерений (500м от борта карьера)

Объект№1 (точка измерения ТИ2)- 500м от борта карьера			
№ взрыва (блоки)	L_{Peak}-L_{maxI}	L_{Peak} -L_{maxF}	L_{Peak}-L_{maxS}
1	9	10	12
2	11	14	19
3	7	9	12
4	9	11	15
5	12	15	20
6	12	15	20
7	10	13	17
Среднее значение	**10**	**12**	**16**
Объект№1 (точка измерения ТИ3)- 500м от борта карьера			
№ взрыва (блоки)	L_{Peak}-L_{maxI}	L_{Peak} -L_{maxF}	L_{Peak}-L_{maxS}
1	11	15	20
2	12	13	16
3	11	12	16
4	11	12	15
5	11	12	14
6	11	13	15
7	10	11	17
8	10	12	17
Среднее значение	**11**	**13**	**16**

Таблица 5

Разности пиковых УЗ и максимальных УЗ по результатам натурных измерений (более 500м от борта карьера)

Объект№3 (точки измерения)- более 500м от борта карьера			
ТИ	L_{Peak}-L_{maxI}	L_{Peak} -L_{maxF}	L_{Peak}-L_{maxS}
ТИ1	13	16	22
ТИ2	10	13	20
Среднее значение	**12**	**15**	**21**
Объект№4 (точки измерения) - более 500м от борта карьера			
ТИ	L_{Peak}-L_{maxI}	L_{Peak} -L_{maxF}	L_{Peak}-L_{maxS}
ТИ1	14	18	26
ТИ2	15	17	25
ТИ3	12	15	19
ТИ4	10	14	16
Среднее значение	**13**	**16**	**22**

Примечание:
L_{Peak} - пиковые уровни звука, дБА
L_{maxI} - максимальные уровни звука по детектору «I» , дБА
L_{maxF} - максимальные уровни звука по детектору «F» , дБА
L_{maxS} - максимальные уровни звука по детектору «S» , дБА

Из таблиц выше видно, что средняя разность между пиковыми уровнями звука и максимальными уровнями звука по детектору «I» на борту карьера L_{peak}-L_{maxI} равна 20дБА, средняя разность между пиковыми уровнями звука и максимальными уровнями звука по детектору «F» L_{peak}-L_{maxF} равна 25дБА, средняя разность между пиковыми уровнями звука и максимальными уровнями звука по детектору «S» L_{peak}-L_{maxS} равна 30дБА.

По мере удаления от края карьера это различие существенно уменьшается, что связано с «размыванием» кратковременных процессов при распространении шума на местности. Ранее аналогичное явление было отмечено для разности между максимальным и эквивалентным уровнями звуков для автотранспорта по мере удаления от источников шума [6].

Для УЗ в контрольных точках, расположенных вдали от борта карьера имеем среднюю разность между L_{peak}-L_{maxI} равную 11дБА, между L_{peak}-L_{maxF} 13дБА, между L_{peak}-L_{maxS} 20дБА.

Отмеченные значения в дальнейшем уточняются на основе статистической обработки результатов регулярных мониторинговых измерений, проводимых в контрольных точках на границе СЗЗ.

Второй группой факторов, влияющих на уровни звука в контрольных точках, являются параметры затухания шума на местности.

Ранее, на основе экспериментальных исследований [7,8] было показано, что с одной стороны распространение импульсного шума на местности может быть оценено по известным выражениям, приведенным в нормативно-методической документации. С другой стороны, технология проведения взрывных работ в карьерах, связанная с задержкой подрыва отдельных зарядов, приводит к длительности звукового воздействия существенно превышающего 1сек., что позволяет в ряде случаев санитарного нормирования не классифицировать эти шумы как импульсные.

В соответствии с альтернативным методом расчета, распространения шума на местности (по ГОСТ 31295.2 [9]) уровень звука с подветренной стороны $L_{fT}(DW)$ на приемнике рассчитывают для каждого точечного и мнимого источника по формуле

$$L_{fT}(DW) = L_w + D_c - A, \text{дБА} \quad (4)$$

где L_W - уровень звуковой мощности точечного источника шума относительно опорного значения звуковой мощности, равного 1 пВт, дБ;

А - затухание при распространении звука от точечного источника шума к приемнику, дБ;

D_C - поправка, учитывающая направленность точечного источника шума и показывающая, насколько отличается эквивалентный уровень звукового давления точечного источника шума в заданном направлении от уровня звукового давления ненаправленного точечного источника шума с тем же уровнем звуковой мощности L_W, дБ.

Поправка D_C равна сумме показателя направленности точечного источника шума D_1 и поправки D_Ω, вводимой при распространении звука в пределах телесного угла **Ω** менее 4π ср (стерадиан). Для ненаправленного точечного источника шума, которым является взрыв скважинного заряда, излучающий в свободное пространство, $D_1 = 0$.

Следует отметить, что метод учета отражений от вертикальных препятствий, в качестве которых могут выступать отдельные рельефные особенности карьера, за счет введения мнимых источников исключен из дальнейшего рассмотрения ввиду большой удаленности противоположного края карьера по отношению к рассматриваемой контрольной точке, приводящей к тому, что отраженный звуковой луч пробегает дистанцию практически в 2 раза большую, чем прямой луч. Это приводит к разнице в значениях УЗ прямого и отраженного луча более чем 10дБА (с учетом поглощения звука в атмосфере) и, тем самым отраженный луч практически не вносит вклада в суммарное акустическое поле в точках контроля.

Также разница хода прямого и отраженного звуковых лучей по времени зависит от линейных размеров карьера и расстояния от взрываемого блока до нормируемой точки и составляет величину порядка 3-7сек, что свидетельствует о различных моментах времени прихода звукового сигнала в точку контроля.

С учетом того, что исходные акустические параметры взрывного шума задаются в величинах УЗ на реперном расстоянии r_o при тех же самых условиях распространения звука в полупространство, что и при расчете на произвольную точку вблизи карьера (а не УЗМ), то формулу (4) можно преобразовать к виду:

$$L(r) = L(r_0) - 20lg\left(\frac{r}{r_0}\right) - A, \text{дБА} \quad (5)$$

Затухание А рассчитывают по формуле, представленной в [9]

$$A = A_{atm} + A_{gr} + A_{выемки} + A_{misc}, \text{дБА} \quad (6)$$

где A_{atm} - затухание из-за звукопоглощения атмосферой, A_{gr} - затухание из-за влияния земли, $A_{выемки}$ - затухание из-за экранирования бортом карьера и другими препятствиями, A_{misc} - затухание из-за влияния прочих эффектов слагается из затухания в листве A_{fol} и затухания в жилых массивах A_{house}.

В таблице 6 приведены сравнительные оценки расчетных и измеренных максимальных уровней звука от каждого взрываемого блока для одной из контрольных точек (КТ). Взаимное расположение взрываемых блоков и точки контроля представлено на рисунке 3.

Очевидно, что представленный расчет выполнен апостериори, когда известно место закладки каждого взрываемого блока. Рельеф карьера представляет собой ступенчатую воронку и можно ожидать, что экранирование распространяющейся звуковой волны может зависеть от дополнительных дифрагирующих кромок. Однако, рельеф карьера изменяется по мере его разработки и точное предсказание расположения внутренних дифрагирующих кромок в будущем не представляется возможным. Кроме того, согласно [1] УВВ преобразуется в звуковую волну на дистанциях, составляющих приблизительно сто значений от диаметра скважин. Таким образом, источник звука

заметно приподнят над горизонтом закладки зарядов и на распространение звука от него преимущественно влияет только относительное расположение борта карьера.

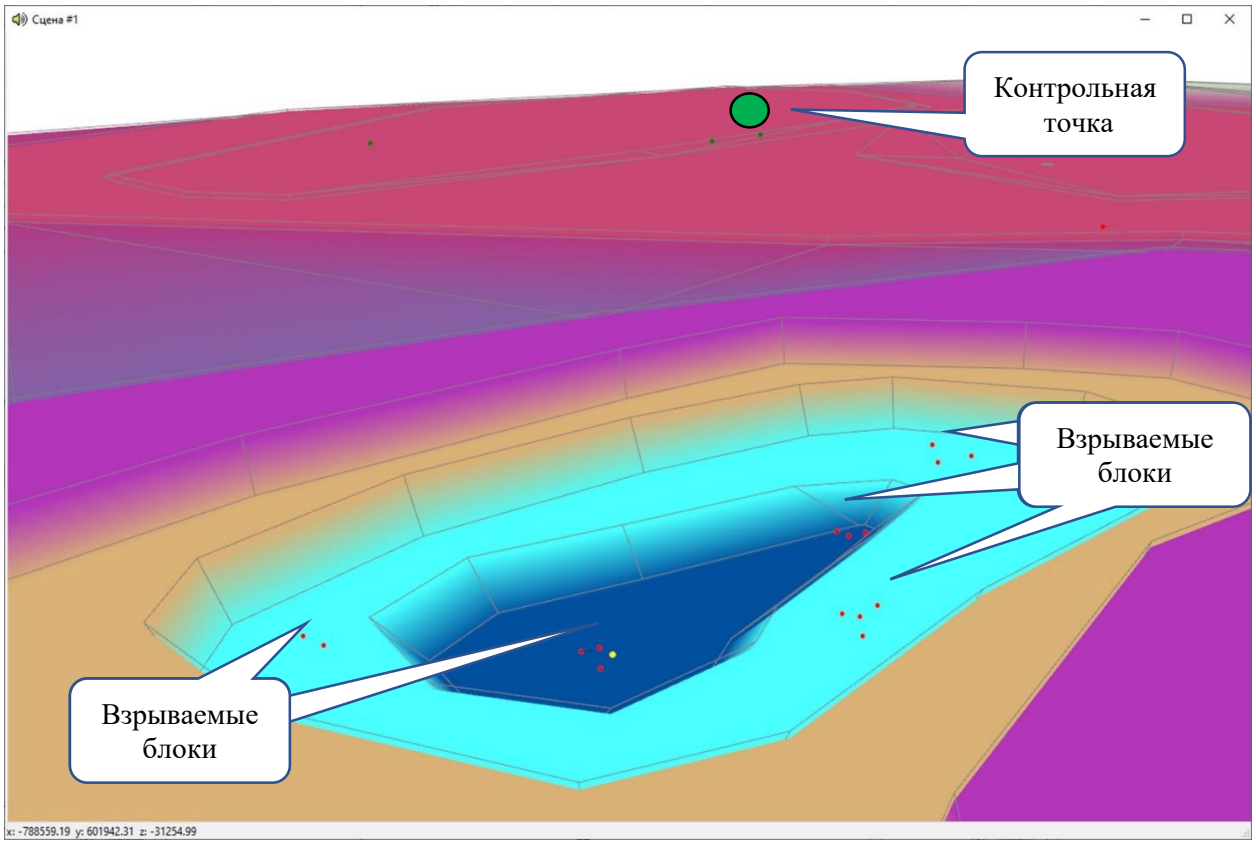


Рис.3. Акустическая модель с расположением взрываемых блоков и точки контроля

Таблица 6

Оценка расчетных и измеренных максимальных уровней звука от каждого взрываемого блока

Параметр	**Обозначение**	**Размерность**	**Взрываемые блоки**					
очередность взрывов			1	2	3	4	5	6
Количество скважин			330	138	112	175	81	301
УЗ взрывного шума на r=100м	L_{peak}	дБ	153	153	153	153	153	153
Расстояние от места взрыва до РТ	*r*	км	1,9	3,1	3,5	2,8	2,5	2,2
Горизонт закладки	*h*	м	20	-50	-30	-230	-240	-220
Уровень взрывного шума (*расчет*)	L_{peak}	дБ	128	123	122	124	125	126
Разность хода лучей через одну кромку	z	м	6,2	8,3	8,8	16	17	15
Ослабление звука краем кромки	DL+ $\Delta l_{экр}$	дБА	29	30	31	32	33	32
Учет затух в атмосфере	Aatm	дБА	5,2	8,7	9,7	8,1	6,8	6,2
Уровень звукового давления взрывного шума (*расчет*)	L_{peak}	дБ	93	84	82	83	85	87
Уровень звукового давления взрывного шума (*расчет*)	$L_{АмаксS}$	дБА	73	64	62	63	65	67
Уровень звукового давления взрывного шума (*измерения*)	$L_{АмаксS}$	дБА	71	71	67	66	62	68
Разность (расчет-измерения)	$L_{АмаксS}$	дБА	2	-7	-5	-3	3	-1

Анализ приведенных сопоставлений расчетных и измеренных значений максимальных уровней звука показывает, что разброс полученных значений лежит в диапазоне от «-7дБА» до «+3дБА». С учетом отсутствия конкретной информации о местах закладок будущих скважин (а также метеоусловий), предлагается при прогнозной оценке уровней взрывного шума использовать средние значения максимальных уровней звука от всех закладываемых блоков. Для данного расчетно-измерительного объекта разность средних максимальных уровней звука составила $L_{Амакс.изм}$-$L_{Амакс.расч}$=2дБА. Если использовать сопоставление наибольших значений расчетных и максимальных уровней звука (блок №1 в указанной таблице), то различие составляет 2дБА. Схожие результаты были получены для двух других контрольных точек, одна из которых располагалась на борту карьера в пределах прямой видимости взрываемых блоков.

Заключение

Выполненный анализ экспериментальных данных уровней шума при проведении взрывных работ показал, что связь пиковых значений уровней звука взрывного шума с максимальными значениями того же самого процесса зависит от особенностей технологии проведения взрывных работ, принятых на комбинатах, и составляет в среднем 20дБА.

В подавляющем большинстве случаев производства взрывных работ можно считать, что при замедлении 25мс и более, УВВ от отдельных групп зарядов полностью разделяются и взрывной шум зависит только от отдельной группы зарядов и не зависит от суммарного количества скважин в блоке, и, следовательно, от общего количества ВВ в блоке.

При наличии грунтовой забойки глубиной не менее 4м уровень взрывного шума определяется не общей массой заряда, а диаметром скважины.

При оценке экранирующих эффектов, связанных с рельефом карьера следует учитывать только относительное (между местами закладки зарядов и расчетных точек) расположение борта карьера.

Точность прогнозных оценок взрывного шума, обусловленных тремя основными параметрами (влияние метеорологических условий, точность традиционных методов, невозможность на стадии прогнозных оценок учитывать все особенности внутреннего рельефа карьера на эффекты экранирования и отражения звука) в среднем для группы блоков составила величину ±2дБА для конкретных метеоусловий и полной информации о рельефе карьера на момент проведения взрывных работ.

Список литературы

1. Ганопольский М.И. Результаты экспериментальных исследований ударных воздушных волн при взрывах на земной поверхности. М., Из-во «Горная книга», 2011.Специальные взрывные работы. Под.ред. Белина В.А.М., Из-во Московского горного университета 2007.
2. Садовский М.А. Теория взрыва. М., Недра, 1952.
3. Друкованный М.Ф., Кукиб Б.Н., Куц В.С. Буровзрывные работы на карьерах. М., Недра, 1990.
4. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»
5. ГОСТ 31296.2-2006 «Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 2. Определение уровней звукового давления».
6. Марков С.Б., Пименов И.К., Пшенин В.Н. Оценка максимальных уровней звука, создаваемых транспортными потоками на основе экспериментальных исследований. Труды II Всероссийской конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». СПб 2009, с467-481.

7. Ягло М.А., Пименов И.К., Комарова Е.Г. Оценка шума рудника с открытым способом добычи на прилегающую территорию. Труды III Всероссийской конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». СПб 2011, с267-275.

8. Пальникова О.В., Пименов И.К., Ягло М.А. Оценка шума сваебойных установок. Труды IV Всероссийской конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». СПб 2013, с412-420.

9. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета».

УДК 534.83
OECD 01.03.AA

Вакуумная прослойка в устройствах защиты от шума

Мурзинов В.Л.[1*], Мурзинов П.В.[2], Мурзинов Ю.В.[3], Попов С.В.[4]
[1]Д.т.н., профессор, Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия
[2]К.т.н., доцент, Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия
[3]К.т.н., доцент, Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия
[4]Аспирант, Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия

Аннотация

Одной из актуальных проблем современной жизни является защита от шума на путях его распространения. Существуют различные методы и подходы. В этом направлении предлагались разные варианты решения проблемы. Среди них выделяется метод применения вакуума для защиты от шума. С позиции физики вакуум является идеальной средой, препятствующей распространению звуковых волн. Идея применения вакуума в устройствах защиты от шума была предложена в 1937 году немецким акустиком Е. Майером. Однако его опыты по использованию вакуума дали отрицательный результат. Работы по использованию вакуума в звукозащитных конструкциях продолжил Дахин Г.К., а замет Боголепов И.И. В настоящее время поиск устройств, использующих вакуумную прослойку для защиты от шума, продолжается.

Ключевые слова: шум, защита от шума, вакуум, вакуумная прослойка, постоянные магниты.

A vacuum layer in devices of protection against noise

Murzinov V. L.[1], Murzinov P. V.[2], Murzinov Yu. V.[3], Popov S. V.[4]*
[1]Doctor of Engineering Sciences, Professor, Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia
[2]Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia
[3]Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia
[4]Postgraduate Student, Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia

Abstract

One of the most pressing problems of modern life is the protection from noise on the ways of its propagation. There are different methods and approaches. In this direction, various solutions to the problem were proposed. Among them, the method of applying a vacuum to protect against noise is distinguished. From the point of view of physics, a vacuum is an ideal environment that prevents the propagation of sound waves. The idea of using vacuum in noise protection devices was proposed in 1937 by the German acoustician E. Mayer. However, his experiments on the use of vacuum gave a negative result. Work on the use of vacuum in sound-proof structures was continued by Dakhin G. K., and zamet Bogolepov I. I. Currently, the search for devices that use a vacuum layer to protect against noise continues.

Key words: *noise, noise protection, vacuum, vacuum layer, permanent magnets.*

[*]*Автор корреспондент: dr.murzinov@yandex.ru (Мурзинов В.Л.)*

Введение

Современный мир наполнен различными звуками, среди которых присутствуют не приятные звуки – шумы. Шумы по отношению к человеку носят отрицательный характер и их вредоносность такая же как у запыленности, выбросов различных производств, радионуклидов и т.д. [1]. Комфортные и допустимые условия на производственных участках могут быть обеспечены, если будут решены задачи по подавлению шума. Нормальные условия работы на производстве и в быту могут создать условия для повышения производительности труда [2]. Существуют различные способы и методы защиты от шума на пути его распространения и среди них можно отметить панели, которые защищают от шума с помощью звукоизоляции и звукопоглощения [3, 4]. Важной характеристикой звукозащитных панелей является, так называема, поверхностная плотность [5]. Поверхностная плотность определяется как масса одного квадратного метра поверхности панели и ее величина, иногда определяет возможность использования звукозащитных панелей на том или ином объекте. Например, в авиастроении, космонавтике поверхностная плотность имеет большое значение [6].

Однако, кроме традиционных методов и подходов в области защиты от шума появляются новые решения. В настоящее время общеизвестно, что вакуум исключает полностью распространение звуковых волн. Хороший пример использования вакуума для блокировки звуковых потоков представляет собой опыт с будильником, находящимся под колпаком, из которого откачивают воздух. Если под колпаком есть воздух, то слышен звонок будильника. Если откачать воздух из-под колпака, то звонок будильника исчезает. Это уникальное свойство вакуума до сих пор широко не применили в конструкциях звукозащитных панелей. Хотя как показал Боголепов И.И., вакуумная прослойка обладает огромной звукоизоляцией [7].

Впервые исследование вопроса об использовании вакуума для защиты от шума было проведено известным немецким акустиком Эрвином Майером [8]. Эксперименты показали, что защиты от шума не происходит, так как создание вакуума требует наличие акустических мостиков или контактных областей между стенками.

1. Обзор существующих конструкций

Наличие акустических мостиков в конструкциях звукозащитных устройств сильно снижает эффективность вакуумной прослойки. Это одна из причин отсутствия широкого использования устройств с использованием вакуумной прослойки. Однако, Боголеповым И.И. теоретически было показано, что вакуумная прослойка обладает бесконечной звукоизоляцией [7], что видно из формулы

$$R = 10\lg\left[\frac{\exp\left(i\left(k_3 - k_0\right)d\right)}{4Z_0Z_3}\left(Z_3 - Z_0\right)^2\left\{[M1][M2] - [M3][M4]\exp\left(-2ik_3d\right)\right\}\right],$$

где i – мнимая единица; d – расстояние между стенками; $M1 = \frac{Z_1}{2Z_0}\left(\frac{Z_1 - Z_0}{Z_1 + Z_0}\right) - \left(1 + \frac{Z_1}{2Z_0}\right)$;

$M2 = \frac{Z_2}{2Z_0}\left(\frac{Z_3 - Z_0}{Z_3 + Z_0}\right) - \left(1 + \frac{Z_2}{2Z_0}\right)$; $M3 = \frac{Z_1}{2Z_0} - \left(1 + \frac{Z_1}{2Z_0}\right)\left(\frac{Z_3 - Z_0}{Z_3 + Z_0}\right)$; k_0, k_3 – волновые числа окружающей среды и среды между стенками; $M4 = \frac{Z_2}{2Z_0} - \left(1 + \frac{Z_2}{2Z_0}\right)\left(\frac{Z_3 - Z_0}{Z_3 + Z_0}\right)$; Z_0 – импеданс со стороны окружающей среды; Z_1, Z_2 – импеданс стенок конструкции; Z_3 – импеданс среды между стенками. При $Z_3 = 0$ $R \to \infty$.

Боголеповым И.И. была сделана попытка внедрить вакуумную прослойку в конструкцию звукоизолирующей панели [9]. На рис. 1 показана схема вакуумной звукоизолирующей панели. Боголепов И.И. в своем изобретении показал: «Звукоизолирующая панель состоит из двух стенок, выполненных в виде части сферы выпуклостью наружу, прочно и герметично соединенных с массивными рамками, между которыми установлена виброизолирующая опора в виде упругой уплотняющей прокладки. Между стенками создается вакуум. Внешнее атмосферное давление с очень большой силой прижимает стенки с рамками друг к другу, сжимая прокладку».

Анализ результатов экспериментов этой панели показал, что заметного снижения шума не происходит. Кроме того, поверхностная плотность этой вакуумной звукоизолирующей панели весьма высока и составляет десятки килограммов на квадратный метр.

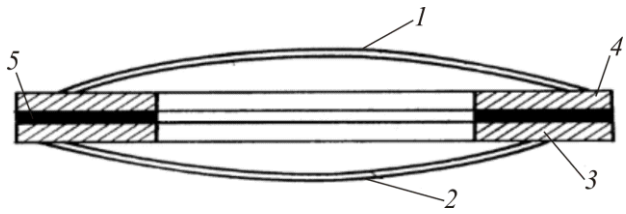


Рис. 1. Звукоизолирующая панель с использованием вакуума. 1 и 2 – стенки панели, выполненные в виде части сферы; 3 и 4 – металлические опорные рамки; 5 – упругая прокладка.

Попытка разгрузить акустические мостики была сделана в конструкции «Многослойное теплозвукоизоляционное ограждение» [10]. В этом устройстве используется вакуумирование между параллельными стенками для усиления эффекта демпфирования стенок и снижения звукопроницаемости всей конструкции. Работа этой конструкции основана на использовании электромагнитов, питание которых осуществляется от внешнего источника. Все это делает конструкцию громоздкой, с высокой поверхностной плотностью и малопригодной для практического использования.

В этом же направлении было создано устройство с пониженным шумом и способом снижения шума [11]. В этом устройстве так же используется вакуумирование. Это устройство так же обладает большой поверхностной плотностью.

2. Современные разработки устройств с вакуумной прослойкой

Одним из устройств защиты от шума на путях его распространения, кроме звукозащитных панелей, являются индивидуальные средства защиты – наушники. Они эффективно защищают орган слуха человека от вредного воздействия шума.

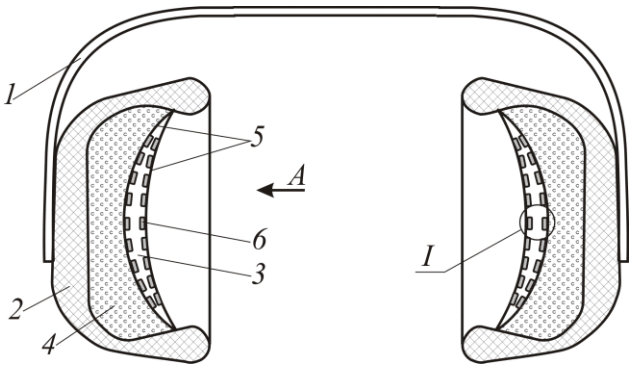


Рис. 2. Внешний вид противошумных наушников. 1 – оголовье; 2 – корпус наушника; 3 – протектор; 4 – звукопоглотитель; 5 – полимерные листы; 6 – постоянные неодимовые магниты; I – местное сечение.

Авторами была разработана конструкция наушников, использующих вакуумную прослойку для защиты слуховых анализаторов от шума, содержащего низкочастотные звуковые потоки, а также звуковые потоки высоких частот [12]. Вакуумная прослойка находится внутри корпуса наушников. Ее устойчивое положение обеспечивается постоянными магнитами, удерживающими от сил сжатия полимерных листов атмосферным давлением. Кроме того, наличие постоянных магнитов благотворно влияет на головной мозг – они снимаю стрессовое состояние у человека.

На рис. 2 представлена конструкция наушников с вакуумной прослойкой, на рас. 3 – вид А, на рис. 4 – показано местное сечение I

Противошумные наушники включают оголовье 1, на котором укреплен корпус наушников 2. Внутри корпуса наушников установлен протектор 3 и звукопоглощающий материал – звукопоглотитель 4. Звукопоглотитель предназначен для обеспечения фиксированного положения протектора. Устройство протектора представляет собой два параллельных полимерных листа 5, по краям герметично соединенных между собой. Между листами создан вакуум, но для того чтобы, листы не прижимались между собой, на внутренних сторонах листов установлены постоянные магниты 6. Полярность магнитов располагается так, что бы они были направлены на встречу друг другу одноименными полюсами, и создавали силы отталкивания, сопротивляясь атмосферному давлению.

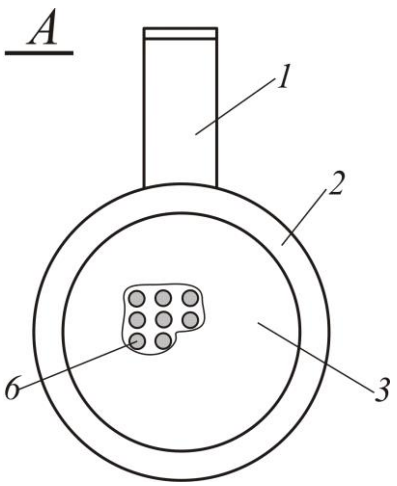


Рис. 3. Вид А на рис. 2 с местным разрезом.

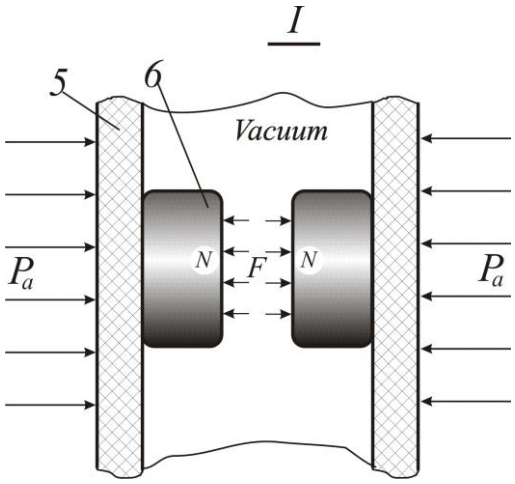


Рис. 4. Вид местного сечения I на рис. 2. P_a – атмосферное давление; F – сила магнитного отталкивания.

Устройство противошумных наушников защищает орган слуха по следующей схеме. Оголовье, укрепленное на голове человека, прижимает корпуса наушников к ушным раковинам человека. При этом, напротив слухового канала ушной раковины располагается протектор, содержащий вакуумную прослойку. Звуковые потоки и шум проходят через корпус наушников и попадают в слой звукопоглотителя, где происходит небольшое гашение энергии звуковых потоков. После звукопоглотителя следует вакуумная прослойка, расположенная между постоянными магнитами. Далее звуковая волна не распространяется, а частично гасится, т.е. демпфируется на полимерном листе, и частично отражается от полимерного листа. Вакуумная прослойка является стабильной благодаря тому, что силы атмосферного давления P_a уравновешиваются силами магнитного отталкивания F, одноименных полюсов. Схема взаимодействия сил P_a и F показана на рис. 4. Магниты не касаются друг друга, поэтому передать звуковой поток от одного полимерного листа к другому невозможно. При этом наличие постоянных магнитов около головы человека создает положительный терапевтический эффект. У человека отсутствует стрессовое состояние.

Заключение

Показаны устройства защиты от шума на путях его распространения с использованием вакуума. Представлены достоинства и недостатки этих конструкций. Показана авторская разработка конструкции защиты от шума с использованием тонкой вакуумной прослойки. Отражена оригинальность разработки, которая заключается в том, что вакуумная прослойка сохраняет свое состояние благодаря установленным постоянным магнитам, компенсирующих силовое воздействие со стороны атмосферного давления на полимерные листы. Силы магнитного отталкивания обеспечивают отсутствие контакта между постоянными магнитами.

Список литературы

1. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. – М.: Логос, 2007. – 423 с.

2. Борьба с шумами на производстве/ под ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. – 512 с.

3. Мурзинов В.Л. Звукоподавляющие панели для защиты от шума на путях его распространения / В.Л. Мурзинов, П.В. Мурзинов // Безопасность труда в промышленности. – 2018, №02. – С.5–11. DOI: 10.24000/0409-2961-2018-2-5-11.

4. Murzinov V.L. Comparative analysis of sound suppressing lightweight structured panels and modern noise protection means / V.L. Murzinov, P.V. Murzinov, I.A. Ivanova // Akustika, 2019. – Т. 32. – С. 30-35.

5. Murzinov V.L. Sound absorption of sound suppressing lightweight structured panels / V.L. Murzinov, P.V. Murzinov, S.V. Popov, Y.V. Tatarinova // Akustika, 2019. – Т. 34. – С. 40-43.

6. Иванов Н.И. Влияние материала на акустическую эффективность шумозащитных экранов / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин, Ю.С. Бойко // NOISE Theory and Practice, 2016. – Т. 2, № 4. – С. 24-28.

7. Боголепов И.И. Вакуумные звукоизолирующие конструкции // Инженерно-строительный журнал. – 2008, № 1. – С. 22-29.

8. Meyer E. Versuche uber Korperschalleitung (Schallbrucken), Akustische Zeitschrift, № 2, 1937.

9. Авторское свидетельство СССР 1270251 / Боголепов И.И., Рыбакова Е.В. – Опубл. 15.11.1984. – Бюл. № 42.

10. Авторское свидетельство СССР 727775 / Дахин Г.К. и др. – Опубл. 15.04.1980. – Бюл. № 14.

11. Патент 2479050 РФ. Устройство с пониженным шумом и способ снижения шума / Эртль Михель – Опубл. 10.04.2012. – Бюл. № 10.

12. Патент 194893 РФ. Противошумные наушники / Мурзинов В.Л., Мурзинов П.В., Мурзинов Ю.В. и др. – Опубл. 26.12.2019. – Бюл. № 36.

УДК 53.082
OECD 2.03

Анализ и требования к системам измерения параметров воздушной ударной волны с применением имитаторов взрывных процессов

Скиба С.П.[1], Пирожков М.В.[2], Евсевьев В.В.[3*], Зинкин В.Н.[4]
[1]Начальник лаборатории, ООО «Специальное конструкторское бюро “ВиброПрибор”», г. Таганрог, Россия
[2]Заместитель начальника лаборатории, ООО «Специальное конструкторское бюро “ВиброПрибор”», г. Таганрог, Россия
[3]Начальник группы лаборатории, ООО «Специальное конструкторское бюро “ВиброПрибор”», г. Таганрог, Россия
[4]Консультант лаборатории, ООО «Специальное конструкторское бюро “ВиброПрибор”», г. Таганрог, Россия

Аннотация

При количественной оценке параметров воздушной ударной волны за основу берется, в первую очередь, величина избыточного давления во фронте ударной волны и длительность импульса избыточного давления (фазы сжатия). При проведении полигонных и лабораторных испытаний взрывных процессов требуется метрологическое обеспечение для измерения параметров ударной волны в различных зонах ее действия и в зоне размещения персонала. Средства измерения параметров ударной волны представляют многоканальную измерительную систему. В лабораторных условиях с использованием ударных труб имеется возможность проводить исследовательские работы по средствам измерения, особенно преобразователя давления. Наиболее широкое распространение для измерения давления в ударной волне получили датчики с плоским чувствительным элементом. При проведении испытаний должны использоваться средства измерения, прошедшие метрологическую аттестацию. Наиболее перспективной установкой для градуировки средств измерения параметров ударной волны является ударная труба. На основе проведенных исследований были выработаны требования и изготовлен опытный образец пневматического калибратора ВИА-103П.

Ключевые слова: воздушная ударная волна, параметры, средства измерения, датчики, погрешность измерения, пневматический калибратор.

Analysis and requirements for air shock wave parameters measuring systems using explosion process simulators

Skiba S.P.[1], Pirozhkov M.V.[2], Evseviev V.V.[3], Zinkin V.N.[4]*
[1]Head of Laboratory, LLC ‘Special Design Bureau “VibroPribor”’, Taganrog, Russia
[2]Deputy Head of the Laboratory, LLC ‘Special Design Bureau “VibroPribor”’, Taganrog, Russia
[3]Head of the Laboratory Group, LLC ‘Special Design Bureau “VibroPribor”’, Taganrog, Russia
[4]Laboratory consultant, LLC ‘Special Design Bureau “VibroPribor”’, Taganrog, Russia

Abstract

When a quantitative estimation of the parameters of an air shock wave is given, the bases are, in the first place, the value of the shock wave pressure and the duration of the positive pressure phase (compression phase). Field and laboratory studies of explosive processes require the metrological support for measuring the parameters of a shock wave in various zones and in the area where researchers are located. Instruments for measuring the shock wave parameters are a multi-channel measuring system. The use of shock tubes makes it possible to investigate measuring instruments in laboratory conditions, especially pressure transducers. Sensors with a flat

[*]*Автор корреспондент: evsevevv@yandex.ru (Евсеев В.В.)*

sensing element are widely used to measure a shock wave pressure. During the tests, measuring instruments that have passed metrological certification must be used. The most promising device for calibrating of shock wave parameters measuring instruments is a shock tube. Based on the research, requirements were developed and a prototype of a pneumatic calibrator (model VIA-103P) was manufactured.

Key words: *air shock wave, parameters, measuring instruments, sensors, measurement error,*

Введение

Изучение параметров воздушной ударной волны (ВУВ) продолжает оставаться актуальной проблемой. Это обусловлено разработкой новых видов взрывчатых веществ и совершенствованием средств измерений (СИ) параметров взрывов, разработкой средств защиты от механических факторов (ударных, акустических) и др. [1–3].

Несмотря на многофакторность действия ВУВ, при количественной ее оценке за основу берут, в первую очередь, величину избыточного давления во фронте ударной волны и длительность импульса избыточного давления (фазы сжатия). Поэтому при проведении полигонных и лабораторных испытаний взрывных процессов в большинстве случаев требуется метрологическое обеспечение для измерения параметров ВУВ в различных зонах ее действия (ближней, переходной, дальней), а также в зоне размещения персонала, что позволяет гарантировать надежность измерения параметров и обеспечения условий безопасности персонала [4–6].

СИ параметров ВУВ обычно представляют многоканальную измерительную систему. Для проведения градуировки измерительных каналов при настройке СИ, а также при повреждении или замене измерительного преобразователя давления (ПД) применяется импульсный калибратор [7].

Важное место в системе подготовки проведения полигонных испытаний отводится лабораторным исследованиям с применением стендов, имитирующих взрывные процессы, в том числе и генерацию ВУВ. В лабораторных условиях с использованием ударных труб имеется возможность проводить исследовательские работы по средствам измерения, особенно ПД (модернизация, калибровка, проверка и т.д.) [8, 9], по средствам защиты от механических факторов [10, 11], а также эксперименты с использованием биологических объектов [12–14].

Цель работы: обосновать требования к средствам измерения параметров воздушной ударной волны с целью повышения точности измерений и надежности результатов.

1. Анализ методов измерения давления в ударных волнах

Наиболее широкое распространение для измерения давления в ВУВ получили датчики с плоским чувствительным элементом (ЧЭ). При проведении испытаний с применением таких датчиков используют два метода, основанных на различных способах ориентации первичного преобразователя относительно направления распространения волны:

метод измерения в проходящей волне, когда вектор скорости волны лежит в плоскости ЧЭ;

метод измерения в отраженной (падающей) волне, когда этот вектор направлен под некоторым, близким к 90° углом в плоскости ЧЭ.

Кроме этих двух методов, следует выделить еще один способ измерения параметров ВУВ, основанный на применении датчиков ненаправленного типа, ЧЭ которых имеет форму сферы или цилиндра.

Этот метод нельзя отнести ни к одному из вышеуказанных в силу его специфики, т.к. при дифракции волны на ЧЭ наблюдаются различные режимы отражения,

характерные как для первого, так и для второго методов. В дальнейшем будем называть этот способ измерением в «режиме обтекания».

Таким образом, параметры сигнала давления в ВУВ, воспринимаемого первичным преобразователем, определяются характером волновых процессов, происходящих в окружающей среде при взаимодействии ударной волны с датчиком, обладающим определенными габаритами и формой, вследствие чего датчик необходимо рассматривать как СИ с распределенными параметрами.

При этом суммарная неопределенность измерения параметров ВУВ содержит составляющие, зависящие от характеристики направленности датчика, его геометрических размеров, формы и полосы рабочих частот. Эти составляющие можно разделить на интегрированные, частотные неопределенности и неопределенности направленности, в различной степени взаимосвязанные и зависящие от безразмерных параметров ε, $\rho_{эфф}$, θ, β, α, где $\varepsilon = D / 2X_0$, D – диаметр ЧЭ, $X_0 = VT$– расстояние, характеризующее протяженность фазы сжатия ВУВ в пространстве, где V – скорость распространения фронта ударной волны, T – истинная длительность фазы сжатия; $\beta = T_ф/T$ ($T_ф$ – постоянная времени); $\theta = \tau_в/T$ и угла атаки φ [15].

Величина этих неопределенностей может быть определена расчетным или экспериментальным путем и учтена в виде поправок к результатам измерений с помощью выведенных соотношений, представленных в [15]. Характеристику направленности необходимо задавать с помощью коэффициента направленности ($K_н$) и времени установления «режима обтекания» ($t_{уст.}$), зависящими от угла атаки, амплитуды ударной волны $\Delta P_м$, эффективного радиуса $\rho_{эфф.}$ и габаритов датчика. Для датчиков с плоским ЧЭ в предельном случае (при $\rho_{эфф.} \rightarrow 0$, $K_н (\varphi>0) = \sigma_н+1$) $K_н$ достигает максимального значения $\simeq 3$ при $\varphi = \varphi_{кр}$. Эффект периферийных волн при $\varphi > 0$ приводит к снижению максимального давления, действующего на ЧЭ, и проявляется при углах атаки $\varphi < \varphi_{пред.} =$ arcos.

Требования к полосе рабочих частот измерительной аппаратуры могут быть установлены на основе анализа частотных неопределенностей, зависящих от безразмерных параметров θ и β. Величина этих параметров определяется произведением верхней и нижней граничных частот на длительность фазы сжатиям ВУВ.

В некоторых случаях первичные преобразователи при измерении давления в ВУВ можно анализировать как СИ с сосредоточенными параметрами, которые имеют условную переходную характеристику $h(\tau)$, нормировать их метрологические характеристики в соответствии с нормативными документами, распространяющимися на аналоговые СИ такого рода. При использовании метода измерений в проходящей волне датчиков со сферическим ЧЭ переходные характеристики выражаются в математической форме, удобной для анализа.

2. Требования к выбору аппаратуры и оборудования

При проведении полигонных испытаний должна применяться многоканальная измерительная система, включающая измерительный ПД, измерительный (согласующий) усилитель и регистратор, обеспечивающий регистрацию давления в функции времени и хранение информации. В качестве измерительного средства следует использовать ПД с собственной частотой колебаний не менее 10 кГц и динамическим диапазоном, обеспечивающим измерения параметров в каждой контрольной точке. Номинальная частотная характеристика преобразователя должна быть не уже 0,5…10000 Гц с неравномерностью не более ±2 дБ. ПД снабжаются защитными конструкциями от повреждения твердыми частицами. Они размещаются в подготовленных контрольных точках испытательной площадки, которые выбираются заранее в зависимости от цели и задачи испытания.

В качестве измерительных ПД могут быть применены датчики давления пьезорезистивного типа различных моделей (8510B-1/2/5 фирмы «Endevco» и MIC190 фирмы «Kulite»). Для обеспечения необходимых частотных свойств в датчике реализована система выравнивания статического давления, которая позволяет достичь линейной характеристики в рабочем диапазоне частот. Допускается использовать пьезоэлектрические ПД с диаметром чувствительного элемента не более 10 мм (датчики серий 102 и 106 фирмы PCB либо аналогичные по техническим характеристикам).

Электрические сигналы от ПД по кабельным линиям связи поступают последовательно на вход измерительного усилителя, а затем на регистратор для хранения и последующей обработки. Измерительный (согласующий) усилитель должен иметь линейную частотную характеристику в диапазоне частот 0,5…10000 Гц. При пьезоэлектрических ПД необходимо использовать соответствующие усилители ICP входами. Для регистрации сигналов измерительных ПД при действии ВУВ следует применять многоканальные цифровые регистрирующие приборы на основе быстродействующих аналого-цифровых преобразователей (АЦП) и персональных компьютеров или многоканальные цифровые электронные осциллографы (например, переносной портативный промышленный компьютер Оникс-4412/4414 производства АО «Электронная компания “Элкус”»).

Цифровой регистрирующий прибор должен обеспечивать преобразование аналогового сигнала измерительных ПД в цифровой с частотой дискретизации для каждого канала регистратора до 100 кГц. Допускается уменьшение частоты дискретизации fд в зависимости от длительности положительной фазы ВУВ в соответствии с выражением:

$$f_д(\text{кГц}) \geq 50 / \tau+ (\text{мс}) \qquad (1)$$

Программное обеспечение регистратора должно обеспечивать конфигурирование параметров сбора данных (выбор амплитудного диапазона, выбор длительности регистрации и частоты дискретизации), управление сбором данных при проведении регистрации, сохранение результатов в памяти компьютера и обработку зарегистрированной информации с получением параметров ВУВ для различных точек контрольного поля при групповом и одиночном подрывах взрывных генераторов (элементов, боеприпасов). Экспресс-обработка поступающей в регистратор информации не должна происходить непосредственно в процессе испытаний.

При проведении испытаний по определению параметров ВУВ необходимо использовать СИ, прошедшие метрологическую аттестацию.

3. Методы и устройства для градуировки и исследования средств измерения

Для градуировки и исследования датчиков импульсных давлений применяют методы, основанные на различных способах воспроизведения известного по величине давления в динамическом режиме.

Методы абсолютных измерений импульсных давлений можно разделить на три группы:

ударно-волновые методы с использованием ударной трубы или зарядов взрывчатых веществ (ВВ);

квазистатические методы с применением клапанных устройств или сферических бомб постоянного давления;

метод пистонфона.

Метод градуировки датчиков с помощью подрыва зарядов ВВ с метрологической точки зрения пока недостаточно исследован, применение клапанных устройств ограничено относительно большой длительностью фронта нарастания давления (в диапазоне нескольких миллисекунд).

Градуировка измерительно-регистрирующего тракта с помощью подрыва зарядов ВВ состоит в использовании сферических зарядов ВВ известной массы. При подрыве таких зарядов известна эмпирическая зависимость между давлением в волне и расстоянием от заряда. Для расчета давления в ВУВ используются расчетные формулы, указанные в [3, 4, 7]. Градуировка подрывом зарядов ВВ в требуемом диапазоне давлений производится за счет подбора массы заряда и изменения расстояния между зарядом и преобразователем.

В качестве зарядов применяют заряды без оболочки, взрыв которых примерно эквивалентен взрыву заряда испытываемых взрывных генераторов (элементов, боеприпасов). При этом допускается уменьшение массы эталонного заряда до 0,2 массы ВВ испытуемого взрывного устройства в тротиловом эквиваленте в случае больших масс ВВ и линейности амплитудной характеристики ПД. Для градуировки рекомендуется применение литых осесимметричных зарядов составов ТНТ, ТГ-50 или ТГ-40.

Подрывы производятся в приборном поле, подготовленном для испытаний взрывных генераторов, все элементы измерительного тракта должны быть такими же, как при полигонных испытаниях. При градуировке подрывом скорость ветра не должна превышать 5 м/с.

Наиболее перспективной установкой для градуировки СИ для измерения параметров ВУВ является ударная труба. Теория моделирования ударных волн изложена в работах [16, 17], а в работе [18] подробно рассмотрены вопросы, связанные с погрешностью воспроизведения единицы давления в ударной трубе. В ООО «СКБ “ВиброПрибор”» создана уникальная установка УТ-1 с ударной трубой для воспроизведения единицы давления в диапазоне 180–220 дБ.

Для проверки аппаратуры в лабораторных и полевых условиях очень удобным средством является портативный пневматический калибратор, позволяющий подавать на вход первичного преобразователя скачок давления типа ступеньки. Если значение нижней граничной частоты равно нулю, то скорость нарастания давления в камере не играет роли. В противном случае неопределенность (погрешность) измерения скачка давления существенно зависит от длительности фронта нарастания давления.

Произведенный расчет выражения основных параметров для выработки требований к пневматическому калибратору в предположении, что в области низких частот можно аппроксимировать характеристики фильтра высоких частот (ФВЧ) с переходной характеристикой

$h(t) = \exp(t/\tau_н)$, где $\tau_н = 1/2f_н$,

привел к следующему выражению

$t_m = -\sigma_k \times \tau_н = -\sigma k /2\pi f_н$,

где $\sigma_k = U_{ВЫХ.} - 1$ (относительная неопределенность (погрешность) измерения скачка давления в камере).

Так, например, для того, чтобы $|\sigma k| \le 0{,}01$ при $f_н = 0{,}5$ Гц, показано, что параметр $Z = \tau_м/\tau_к$ должен быть больше 600, при этом $t_м \le 3{,}2$ мс; при $f_н = 2$ Гц, соответственно $t_м \le 0{,}8$ мс и т.д.

Пневматический калибратор позволяет не только градуировать датчики, но и контролировать неизменность значения нижней границы частоты амплитудно-частотных характеристик в полевых условиях. Для этого достаточно измерить длительность импульса на выходе регистрирующей аппаратуры на некотором уровне относительно амплитудного значения и сравнить ее с значением, определенным на том же калибраторе при $f_м$, соответствующей паспортным данным.

На основе проведенных исследований были выработаны требования и изготовлен в АО «СКБ “Виброприбор”» опытный образец пневматического калибратора ВИА-103П [19]. Калибратор адаптирован для градуировки вышеуказанных ПД. Подобное устройство может служить основой для создания образцовой установки для градуировки СИ импульсных 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 [20], особенно для обеспечения условий безопасности персонала, проводящего испытания [21, 22].

Лабораторные стенды с использованием ударных труб, имитирующих взрывные процессы, дают возможность минимизировать материальные затраты на проведение полигонных испытаний и подготовить средства измерения. Для обеспечения необходимой точности градуировки преобразователей давления в ВУВ при испытаниях следует пользоваться предпочтительно лабораторными градуировочными средствами, аттестованными в установленном порядке. Модернизация и усовершенствование различных элементов многоканальных измерительных систем должна начинаться в лабораторных условиях с применением стендовой базы, что будет гарантировать надежность измерения в масштабных полигонных испытаниях.

Использование разработанного опытного образца пневматического калибратора ВИА-103П в лабораторных и полевых условиях позволяет градуировать датчики и контролировать неизменность значения нижней границы частоты амплитудно-частотных характеристик в полевых условиях, что повышает надежность СИ импульсных процессов.

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. Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий. Учебное пособие / Под ред. В.А. Котляревского и А.В. Забегаева. – М.: Изд-во АСВ, 1998. – Кн. 3. – 416 с.
4. Скиба С.П. Особенности измерений и расчета критериальных параметров ударно-акустической волны для оценки эффективности и безопасности / Скиба С.П., Евсевьев В.В., Пирожков М.В. м др. (, Зинкин В.Н., Драган С.П.) // Труды VIII Мемориального семинара профессора Б.Е. Гельфанда и XV Международная научно-практическая конференция: Сборник трудов. – СПб: Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России, 2020. – С. 38-61.
5. Драган С.П. Обоснование предельно допустимых уровней звукового давления импульсного акустического воздействия для обеспечения условий безопасности обслуживающего персонала при испытании специальных средств / Драган С.П., Григорьев О.А., Ерофеев Г.Г и др. // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. – 2014. – № 11-12 (77-78). – С. 64-71.
6. Косяков С.И. О трансформации интенсивных нелинейных волн в воздухе в акустические возмущения / Косяков С.И. Самоваров А.Н., Васильев Н.Н.// Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. – 2016. – № 7-8 (97-98). – С. 57-63.
7. Скиба С.П. Рекомендации по измерению критериальных параметров ударно-акустической волны в различных зонах трансформации / Скиба С.П., Евсевьев В.В., Пирожков М.В., Зинкин В.Н. // Методы, средства и технологии получения и обработки измерительной информации («Шляндинские чтения»): Материалы XII Международной научно-технической конференции. – Пенза: Изд-во ПГУ, 2020. – С. 174-177.

8. Пирожков М.В. Моделирование воздушной ударной волны в лабораторных условиях / Пирожков М.В., Скиба С.П., Евсевьев В.В., Зинкин В.Н. // Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXIII Всероссийской научно-практической конференции. – СПб: НПО специальных материалов, 2020. – Т. 2. – С. 59-65.

9. Пирожков М.В., Скиба С.П., Евсевьев В.В., Драган С.П. Рекомендации по совершенствованию измерения воздушной ударной волны и акустических импульсов при взрыве // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – СПб., 2019. – С. 175-179.

10. Зинкин В.Н. Обоснование использования средств защиты от вредного действия импульсного шума при стрельбе из стрелкового оружия и средств ближнего боя / Зинкин В.Н., Ахметзянов И.М., Логаткин С.М. и др. // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. – 2012. – № 3-4. – С. 64-71.

11. Зинкин В.Н. Актуальные проблемы защиты населения от низкочастотного шума и инфразвука / Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Драган С.П. // Технология гражданской безопасности. – 2015. – Т. 12, № 1 (43). – С. 90-96.

12. Ахметзянов И.М. Импульсный шум при стрельбе из стрелкового оружия и средств ближнего боя как фактор военного труда / Ахметзянов И.М., Зинкин В.Н., Логаткин С.М. и др. // Военно-медицинский журнал. – 2012. – Т. 333, № 6. – С. 52-58.

13. Симухин В.В. Медико-биологические эффекты воздействия импульсных шумов сверхвысокой интенсивности // Медико-биологические и социально-психологические проблемы безопасности в чрезвычайных ситуациях. – 2012. – № 4. – С. 69-73.

14. Зинкин В.Н. Неблагоприятное влияние низкочастотных акустических колебаний на органы дыхания / Зинкин В.Н., Свидовый В.И., Ахметзянов И.М. // Профилактическая и клиническая медицина. – 2011. – № 3 (40). – С. 280-283.

15. Потапов В.М. Исследование методов и разработка средств измерения давления в дульных ударных волнах: Автореф. дис. канд. тех наук. – М., 1982 – 23 с.

16. Арутюнян Г.М. Классификация течений в воздушных ударных трубах // Известия АН СССР. ОТН Механика и машиностроение. – 1961. – №2. – С. 25-29.

17. Ефимов В.А. Расчет параметров импульсного давления в ударных трубах / Ефимов В.А., Кабишев А.И. // Метрология. – 1981. – № 1. – С. 15-18.

18. Ударные трубы // Сборник переводов под ред. Х.А. Рахматуллина. – М., 1972. – 699 с.

19. Пирожков М.В. Рекомендации по повышению точности градуировки средств измерения избыточного давления воздушной ударной волны / Пирожков М.В., Евсевьев В.В., Скиба С.П. // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. – 2019. – № 11-12 (137-138). – С. 115-120.

20. Косяков С.И. Инструментальные искажения формы взрывной волны в воздухе / Косяков С.И. Самоваров А.Н., Сильников Н.М. // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. – 2019. – № 3-4 (129-130). – С. 105-111.

21. Дворянчиков В.В. Основные направления профилактики шумовой патологии в Вооруженных силах Российской Федерации / Дворянчиков В.В., Ахметзянов И.М., Миронов В.Г. и др. // Вестник Российской военно-медицинской академии. – 2018. – № 3 (63) – С. 26-32.

22. Балык О.А. Профилактики неблагоприятного действия шума на здоровье военнослужащих (часть вторая) / Балык О.А., Шешегов П.М., Харитонов В.В. и др. // Вопросы оборонной техники. Технические средства противодействия терроризму. Серия 16. – 2018. – № 5-6 (119-120). – С. 141-150.

УДК 534.141, 532.5
OECD 01.03.AA, 02.03.AI

Особенности генерации звука струйным осциллятором Гельмгольца

Абдрашитов А.А.[1*], Марфин Е.А.[2], Плахова Е.А.[3]
[1]Младший научный сотрудник, Институт энергетики и перспективных технологий ФИЦ «Казанский научный центр РАН», г. Казань, Россия
[2]К.т.н., ведущий научный сотрудник, Институт энергетики и перспективных технологий ФИЦ «Казанский научный центр РАН», г. Казань, Россия; доцент, Казанский (Приволжский) федеральный университет, г. Казань, Россия;
[3]Преподаватель, Казанский (Приволжский) федеральный университет, г. Казань, Россия

Аннотация

Выполнены экспериментальные исследования модели струйного осциллятора Гельмгольца, представляющего собой канал переменного сечения, состоящий из цилиндрической камеры-резонатора, закрытой с боков двумя крышками. Осциллятор возбуждался струей воздуха, протекающего через камеру между входным и выходным отверстиями, выполненными в боковых крышках. Изучено влияние геометрических размеров камеры и отверстий в крышках на амплитуду колебаний давления, и определена оптимальная конфигурация канала. Особое внимание уделено изучению влияния на амплитуду колебаний давления формы и размеров сопла – отверстия в передней крышке. Выполнялись наблюдения за возникновением струйного тона и возбуждением акустических мод на частоте собственных колебаний камеры-резонатора при плавном увеличении скорости струи. Отмечено отсутствие связи между частотой струйного тона и частотой резонанса в камере. Представлены рекомендации для проектирования струйного осциллятора Гельмгольца.

Ключевые слова: струйная генерация, тон отверстия, резонанс, акустические моды.

Features of sound generation by the jet-driven Helmholtz oscillator

Abdrashitov A.A.[1], Marfin E.A.[2], Plakhova E.A.[3]*
[1]Junior Researcher, Institute of Power Engineering and Advanced Technologies, FRC Kazan Scientific Center, Russian Academy of Sciences, Kazan, Russia
[2]Leading Researcher, Institute of Power Engineering and Advanced Technologies, FRC Kazan Scientific Center, Russian Academy of Sciences; Docent, Kazan Federal University, Kazan, Russia
[3]Lecturer, Kazan Federal University, Kazan, Russia

Abstract

Experimental studies the model of a jet-driven Helmholtz oscillator has been carried out. The oscillator is a cylindrical chamber, closed on the sides by two covers with inlet and outlet holes. The oscillator was excited by a stream of airflow. The influence of the geometric dimensions of the chamber and the openings in the covers on the amplitude of pressure fluctuations was studied and the optimal channel configuration was determined. Particular attention is paid to the study of the influence on the amplitude of pressure fluctuations of the shape and size of the nozzle - the hole in the front cover. There were made certain observations of a jet tone appearance and acoustic modes excitation at the natural frequency of the chamber-resonator with a smooth increase in the jet velocity. The relationship between the jet tone and the resonant in the chamber is noted. Recommendations for designing a Helmholtz jet oscillator are presented.

Key words: *Jet generation, hole-tone, resonance, acoustic modes.*

[*]*Автор корреспондент: abdary@mail.ru (Абдрашитов А.А.)*

Введение

Шумы и вибрации часто являются нежелательными явлениями. Однако, в ряде случаев воздействие интенсивными упругими волнами оказывает положительный эффект. Так, известно, что акустическое воздействие на нефтяной пласт оказывает благоприятное влияние на добычу нефти, в результате которого увеличивается коэффициент извлечения нефти, снижаются обводненность и энергетические затраты [1]. Для длительного воздействия целесообразно использовать излучатели, преобразующие часть энергии потока нагнетаемой в пласт жидкости, в энергию колебаний давления [2].

Одним из наиболее перспективных гидродинамических излучателей, является струйный осциллятор Гельмгольца (СОГ). Конструкция такого устройства исключает подвижные элементы. Он состоит из цилиндрической камеры с двумя боковыми крышками, хорошо вписывающуюся в пространство скважины. Вся закачиваемая в скважину техническая жидкость прокачивается через СОГ, за которым в потоке возникают регулярные колебания давления [3]. В работе [4] изучалась возможность использования СОГ для разработки горных пород в составе машины гидромонитора.

Исследованием шумоглушения в магистрали, представляющей собой акустический волновод, занимались авторы работы [5]. Они использовали резонатор Гельмгольца в качестве реактивного глушителя. Исследованию возбуждения потоком резонатора Гельмгольца, пристыкованного сбоку к магистрали, посвящен ряд работ [6-7]. В работе [8] исследовано влияния геометрии камеры и параметров набегающего потока на амплитуду генерации колебаний давления в камере, представляющей собой участок с внезапным расширением и сужением канала. В статье [9] рассматривается струйный генератор Гельмгольца с кольцевым соплом и кольцом с острой кромкой, установленным напротив сопла, перед камерой резонатора. Наиболее полезный материал для проектирования СОГ содержится в работе Morel [10], который определил, что при плавном увеличении скорости W воздушной струи режим в камере проходит через последовательность периодов колебаний – мод, разделенных периодами покоя. Частота колебаний давления f в каждой моде была близка частоте собственных колебаний (ЧСК) камеры f_0. Morel определил экспериментальным образом, что оптимальный диаметр D камеры составляет 8, относительно диаметра сопла d_1 (D/d_1=8). Он считал, что плавный сопловой вход немного повышает амплитуду генерации колебаний давления, а скругление выходного отверстия – уменьшает. Сопло может иметь небольшой козырек из крышки внутрь камеры, при этом, пограничный слой на выходе из сопла желательно иметь тонким. В настоящей работе продолжено исследование влияния геометрических размеров канала на амплитуду генерации колебаний давления в СОГ.

1. Методика и эксперимент

Модель СОГ представляла собой отрезок пластиковой трубы 1 (рис. 1), закрытой с торцов круглыми крышками 2 и 4. В центре передней крышки 2 выполнено сквозное отверстие 3 представляющее собой цилиндрическое сопло с острой выходной кромкой для формирования в камере резонатора струи воздуха. В центре задней крышки 4 расположено выходное отверстие с острыми кромками 5, через которое отработавший воздух попадает из камеры резонатора наружу в окружающую среду. В передней крышке размещался измерительный микрофон (6) для записи генерируемых колебаний и штуцер (7) для замера давления внутри камеры.

Схема экспериментального стенда представлена на рис. 2. Модель СОГ 1 устанавливалась в крышку вакуумной камеры 2 таким образом, что воздух засасывался в сопло из помещения лаборатории, а вытекал из выходного отверстия в вакуумную камеру, объем которой был на пять порядков больше объема камеры резонатора.

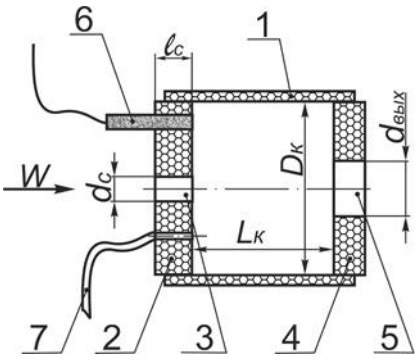


Рис. 1. Продольный разрез СОГ

Перепад давления на сопле ΔP (медленноменяющаяся составляющая давления в камере) измерялся дифференциальным преобразователем давления 6, сигнал с которого оцифровывался в плате АЦП 8 и обрабатывался на компьютере 9 в лицензионной программе PowerGraph. Колебания давления (быстроменяющаяся составляющая давления в камере) измерялись микрофоном 4, усиливались микрофонным усилителем 7, оцифровывались в плате АЦП 8 и также подавались для обработки в персональный компьютер 9.

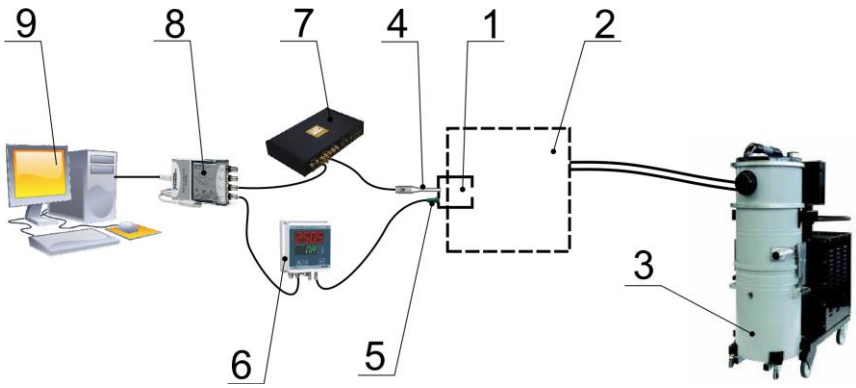


Рис. 2. Схема экспериментального стенда.

Числа Струхаля (ShL=f·L/W) и Рейнольдса (ReL=Lc·W/ν), где ν – кинематическая вязкость воздуха, в настоящей работе рассчитывались по скорости струи W^2=2ΔP/ρ, где ρ – плотность воздуха [21]. Погрешность измерительной системы составляла порядка 0.5%. Описание монтажа исследуемой модели, измерительной аппаратуры, а также алгоритма обработки экспериментальных данных подробно описаны в предыдущих работах [12, 13].

В работе исследовалось влияние на амплитуду генерируемых колебаний давления длины цилиндрического сопла ℓ_1 с острыми кромками, а также скругления входной кромки по дуге окружности радиусом R=d1/2 и R=d1. Кроме этого, исследовалось влияние наличия козырьков длиной d_1/2, выступающих из передней крышки в одном случае навстречу потоку, а в другом случае – внутрь камеры. Изучалось влияние диаметра камеры резонатора D и диаметра выходного отверстия d_2. Длина выходного отверстия не изменялась, и составляло 10 мм. Для изучения влияния частоты резонанса на частоту струйного тона изменялся объем камеры резонатора V при неизменной длине струи ℓ_1, а также изменялась длина струи при неизменном объеме камеры.

2. Результаты и анализ

Вначале кратковременно записывались сигналы с преобразователя давления и микрофона при нулевой скорости потока для настройки нуля. При плавном увеличении скорости струи до величины ~2 м/с начиналась струйная генерация на частоте нескольких десятков Гц. Эта частота значительно меньше ЧСК камеры и резонанс не возникал. При этом, выделялся один из пиков – струйный тон на частоте обратной связи в струе. При плавном увеличении скорости струи частота одного из пиков с высоким Sh увеличивалась до величины, соответствующей ЧСК камеры-резонатора, вызывая отклик резонатора. Возникала первая акустическая мода – устойчивое возбужденное состояние резонатора, характеризующееся комплексом геометрических и режимных параметров. Колебания давления в камере-резонаторе на всех других частотах при резонансе практически исчезали.

При дальнейшем увеличении скорости струи первая мода плавно затухала, но почти сразу возникала следующая мода, с большей амплитудой колебаний давления. Моды существуют в полосе усиления резонатора, и, обычно, их частота плавно изменяется вблизи с ЧСК камеры резонатора. Внезапно генерация исчезала по достижении некоторого Re, уникального для каждой определенной конфигурации устройства.

2.1. Влияние конфигурации сопла

Основные результаты экспериментов представлены на рис. 4. На рисунке видно, что короткое сопло (ℓ/d_1=0.3) наилучшим образом работало в комбинации с короткой камерой (L/d_1=0.5).

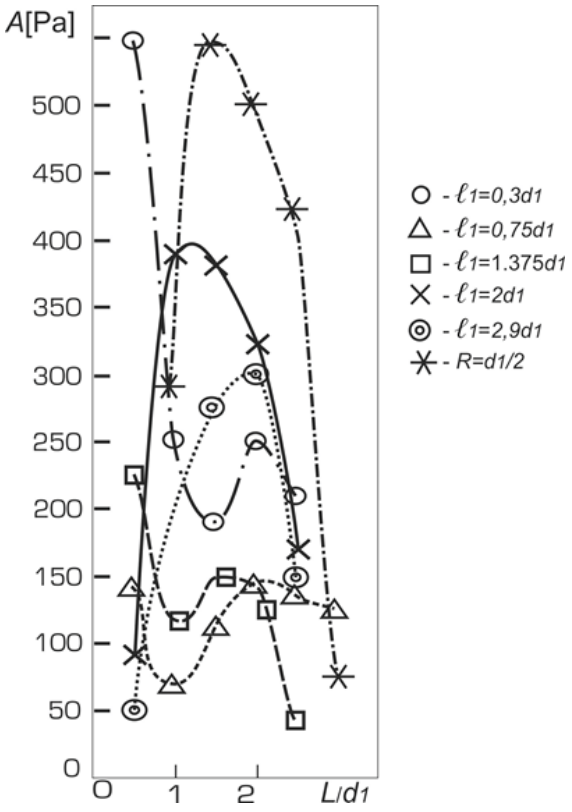


Рис. 3. Влияние длины сопла ℓ и радиуса закругления R на амплитуду генерируемых колебаний для разных длин камеры L/d_1 и d_2/d_1=1,33.

Кривые на рис. 3, соответствующие соплам длиной 9 и 16,5 мм (ℓ/d_1=0.75 и 1.375) демонстрируют такое же поведение, но общий уровень генерации снизился. Сопло длиной

два калибра (отношение длины сопла к его диаметру) в комбинации с короткой камерой не работало. Но наблюдался оптимум длины камеры, примерно на величине $1.5d_1$. Дальнейшее увеличение длины сопла до $\ell/d_1=2.9$ приводило к снижению амплитуды генерации при постепенном смещении верхнего экстремума в направлении увеличения длины камеры.

На рисунке также видно, что небольшое скругление входной кромки приводило к заметному увеличению амплитуды генерации при длине камеры примерно два калибра.

2.2. Струйный тон, акустические моды и резонанс

В процессе обработки экспериментов строились графики, как в работе [14], один из которых изображен на рис. 4.

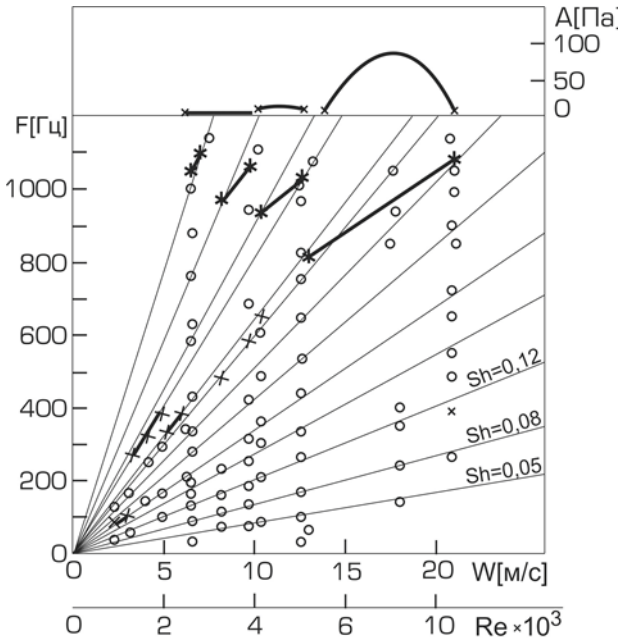


Рис. 4. Струйный тон и акустические моды на характеристиках Sh=const.
d_1=12×25 mm, d_2=16×10 mm, L=18 mm.
○ - частота генерации, ✕ - частота струйного тона, ✳ - частота акустической моды.

На рисунке можно видеть струйный тон, изображенный крестиками. Частота тона вначале плавно увеличивается при увеличении скорости струи [15], но затем частота его изменяется скачком на нижнюю характеристику. Можно предположить, что частота образования первичных возмущений давления на острой кромке выходного отверстия $f=\mathrm{Sh}_L \cdot W/L$ опережает периодичность обратной связи, которая описывается следующим выражением

$$T = \frac{1}{f_\mathrm{T}} = \frac{L}{W_\mathrm{conv}} + \frac{L}{c} + t \qquad (1)$$

в соответствии с механизмом струйного усиления Крюгера [16], где c – скорость звука, W_conv – конвективная скорость, L – длина струи (соответствует длине камеры L). Вследствие необходимости внутреннего согласования, процесс перескакивает на более низкую характеристику с меньшим числом Струхаля (Sh_L). Дальнейшее увеличение скорости струи приводит к тому, что одна из высших составляющих спектра увеличивается до ЧСК резонатора f_0 – возникает первая слабая мода акустического резонанса. Внутри камеры, при резонансе, колебания давления на всех остальных частотах подавляются кроме тех, которые соответствуют ЧСК резонатора. Подавляются, также, и колебания давления на частоте тона

$f_Г$, которая значительно меньше f_0. Высшие моды имеют большую протяженность по шкале скорости на рис. 4, поскольку опираются на более пологие характеристики.

Эксперименты с соплами, дополненными козырьками, показали, что козырек, выступающий из передней крышки навстречу потоку, не оказывает заметного влияния на амплитуду генерации. Сопло с козырьком, выступающим в камеру из передней крышки, показало меньшую амплитуду генерации.

Заключение

Полученные экспериментальные данные позволяют утверждать об отсутствие влияния частоты акустического резонанса на частоту струйного тона в системе сопло – струя – отверстие.

Оптимальная длина сопла порядка двух калибров (ℓ/d_1~2). В комбинации с длиной камеры (L/d_1~1.5) и диаметром выходного отверстия (d_2/d_1~1.33) отмечалась наибольшая амплитуда генерации колебаний давления в камере с цилиндрическим соплом. Скругление входной кромки по дуге окружности с небольшим радиусом $R=d_1/2$ значительно увеличивает амплитуду генерации.

Наибольшая амплитуда колебаний давления в экспериментах отмечалась в СОГ с коротким цилиндрическим соплом (ℓ/d_1~0.5) в комбинации с короткой камерой (L/d_1~0.5) и выходным отверстием (d_2/d_1~1.33). Оптимальный диаметр камеры, при этом, составлял (D/d_1~4). Наличие козырька перед соплом не оказывало заметного влияния на амплитуду генерации. Наличие козырька, продолженного к камеру, несколько снижало амплитуду генерации.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ и Кабинета Министров Республики Татарстан (грант 18-48-160001).

Список литературы

1. Гатауллин Р.Н., Кадыйров А.И. Интенсификация добычи нефти методами волнового воздействия на продуктивные пласты // Научные труды НИПИ Нефтегаз ГНКАР. 2020. N 2. С. 78-90.

2. Кравцов Я.И., Абдрашитов А.А., Марфин Е.А. Скважинные излучатели колебаний давления для интенсификации добычи нефти // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2016. N 5. С. 27-31.

3. Марфин Е.А., Кравцов Я.И. Выбор оптимальных геометрических параметров излучателя на основе резонатора Гельмгольца // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2005. N 6. С. 108-113.

4. Gensheng L., Zhonghou S., Changshan Z., Debin Z., Hongbing C. Investigation and application of self-resonating cavitating water jet in petroleum engineering // Petroleum Science and Technology. 2005. Vol. 23. Iss. 1. Pp. 1-15.

5. Горин С.В., Куклин М.В. Эффективность снижения низкочастотных колебаний в гидравлических системах с резонаторами Гельмгольца // Вестник машиностроения. 2010. N 5. С. 70-72.

6. Федотов Е.С., Пальчиковский В.В. Исследование работы резонатора Гельмгольца в волноводе прямоугольного сечения // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2014. № 38, С. 107-126.

7. Ghanadi F., Arjomandi M., Cazzolato B., Zander A. Interaction of a flow-excited Helmholtz resonator with a grazing turbulent boundary layer // Experimental Thermal and Fluid Science. 2014. Vol. 58. Pp. 80-92.

8. Ziada S., Bolduc M., Lafon P. Flow-excited resonance of diametral acoustic modes in ducted rectangular cavities // AIAA Journal. 2017. Vol. 55. Iss. 11. Pp. 3817-3830.

9. Бурьян Ю.А., Сорокин В.Н., Капелюховский А.А. Струйный гидродинамический генератор с резонатором Гельмгольца // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2012. N 5. С. 6-11.

10. Morel Th. Experimental study of a jet-driven Helmholtz oscillator // Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME. 1979. Vol. 101. Iss. 3. Pp. 383-390.

11. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.

12. Абдрашитов А.А., Марфин Е.А., Чачков Д.В., Чефанов В.М. Влияние формы сопла на амплитуду генерации в скважинном акустическом излучателе // Акустический журнал. 2018. Т. 64. N 4. С.488-498.

13. Абдрашитов А.А., Марфин Е.А. Влияние длины сопла на работу струйного осциллятора Гельмгольца // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. 2021. N 1. С. 142-150.

14. Блохинцев Д.И. Возбуждение резонаторов потоком воздуха // ЖТФ. 1945. XV. N 1-2. С. 63-70.

15. Brackenridge J.B., Nyborg W.L. Acoustical characteristics of oscillating jet-edge systems in water // Journal of the Acoustical Society of America, 1957. Vol. 29. Iss. 4. Pp. 459-463.

16. Krüger F. Theorie der Schneidentöne. Annalen der Physik. 1920. Vol. 367. Iss.16. Pp. 673-690.

УДК 534.21; 621.941
OECD 01.03.AA; 10.63.49; 76.01.93

Расчет акустической эффективности систем шума и пылезащиты технологических отверстий деревообрабатывающих станков

Русляков Д.В.
К.т.н., доцент, докторант, Донской государственный технический университет,
г. Ростов-на-Дону, Россия

Аннотация

В статье представлено теоретическое обоснование параметров технологических отверстий деревообрабатывающих станков. Аргументированно проникновение звуковой энергии через технологические отверстия, которые, в свою очередь, при малых размерах описываются параметром малости. Представлено, что акустический расчет следует признать предварительным конструкторским, который целесообразно уточнить проверочным акустическим расчетом. Предложено область значений акустической эффективности негерметичных ограждений разделять на три участка: первый участок – область излишней звукоизоляции материала ограждения; второй участок – область экранирования, т.е. область, в которой ограждение следует считать экраном; третий участок – относительная область, в которой при минимальном значении распределенной массы реализуется максимальная акустическая эффективность. Также была обоснована возможность выполнения санитарных норм шума и предельно допустимых концентраций древесной пыли на рабочих местах операторов деревообрабатывающих станков на этапе их проектирования и изготовления.

Ключевые слова: шумозащита, пылезащита, деревообрабатывающие станки, акустическое давление, технологические отверстия, акустическая эффективность, рабочее место.

Calculation of the acoustic efficiency of noise and dust protection systems for technological holes in woodworking machines

Ruslyakov D.V.
Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Doctoral Candidate, Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

The paper presents a theoretical justification of the parameters of technological holes of woodworking machines. The penetration of sound energy through technological holes is reasoned. These holes, in turn, having small sizes are described by the small quantity parameter. The paper says that the acoustic calculation should be recognized as a preliminary design one, which is worth clarifying with a checking acoustic calculation. It is proposed to divide the range of values of the acoustic efficiency of leaky fences into three sections. The first section is the area of excessive sound insulation of the fence material. The second section is the screening area, that is, the area in which the fence should be considered a screen. The third section is the relative region in which the maximum acoustic efficiency is realized at the minimum value of the distributed mass. It also substantiates the possibility of meeting sanitary standards for noise and maximum permissible concentrations of wood dust at the workplaces of operators of woodworking machines at the stage of their design and manufacture.

Keywords: noise protection, dust protection, woodworking machines, acoustic pressure, technological holes, acoustic efficiency, workplace.

Введение

Автор корреспондент: ruslyakof@yandex.ru (Русляков Д.В.)

Деревообрабатывающая промышленность - одна из самых востребованных отраслей промышленности по объемам производства и занятости работающих. В настоящее время деревообрабатывающие производства, часто использующие устаревшее оборудование и технологии, характеризуются неудовлетворительным положением в области охраны труда. Концепция достойного труда, принятая международной организацией труда, решает проблемы сохранения здоровья, долголетия и жизни работников и основывается на системном подходе. В основе концепции достойного труда лежит понятие «безопасного труда», который повышает экономическую эффективность предприятий и является основой для устойчивой стратегии развития предприятия. Условия труда деревообрабатывающего производства представляют собой совокупность элементов производственной среды, оказывающих влияние на здоровье и работоспособность человека, удовлетворенность трудом, а поэтому и на его результативность [1, 2].

К вредным факторам на предприятиях деревообрабатывающей промышленности можно отнести повышенный уровень шума на рабочих местах. Особенно это актуально при работе сверлильных деревообрабатывающих станков. При этом к основным источникам шума можно отнести внутренние источники шума, т.е. находящиеся в замкнутом воздушном объёме системы шумозащиты, а именно режущий инструмент и обрабатываемые заготовки, а также пневматический механизм подачи узлов резания или заготовок [3, 4].

1. Теоретическое обоснование параметров технологических отверстий

Так, при наличии звукозащитного ограждения зоны обработки изделий в области внутреннего воздушного объема звуковое давление увеличивается на величину, обратно пропорциональную звукопоглощению системы шумозащиты. Уровень звукового давления под ограждением возрастает на величину, пропорциональную $10\lg\alpha^{-1}$, где α коэффициент звукопоглощения. Проникновение звуковой энергии через технологическое отверстие характеризуется энергетическим коэффициентом прохождения τ. Причем τ определяется соотношением:

$$\tau = \frac{W_{np}}{W_{na}}, \quad (1)$$

где $W_{пр}$ и $W_{па}$ – энергии, прошедшая через отверстие и падающая на внутреннюю поверхность ограждения (соответственно) [5, 6].

Акустически малые технологические отверстия характеризуются тем, что у них один из размеров (радиус у круглых отверстий и высота или ширина у отверстий прямоугольной формы) меньше длины волны на соответствующей частоте в нарушаемой области 31,5 – 8000 Гц, что составляет 11 – 0,043 м. Для описания физических явлений в малых акустических отверстиях удобно пользоваться параметром малости [5, 6]:

$$K_R = \frac{R2\pi}{\lambda} = 0{,}018 f R, \quad (2)$$

где R – радиус отверстия, м; f – частота, Гц.

Параметром малости обладают отверстия радиусом R=10мм при падении звуковой волны λ=100мм и отверстия радиусом R=20мм при падении звуковой волны λ=200мм.

При нормальном падении звуковых волн на внутреннюю поверхность элементов системы шумозащиты, которые практически являются тонкими пластинами соответствующих геометрических конфигураций, коэффициент прохождения через отверстие τ_0 принимает значение близкое к единице (τ_0=0,3÷1,0). Чем меньше параметр K_R, тем резче выражены резонансные свойства прохождения звуковой энергии через

отверстие. Антирезонансы наиболее ярко выражены при падении на отверстие волн, длины которых кратны четверти длины отверстия в элементах ограждения, т.е. $K_R = \pi n$.

Величину τ_0 для произвольного случая можно выразить как $\tau = \varepsilon^2\tau_0$ ($\tau_0 = 0{,}3 \div 1{,}0$) значение энергетического коэффициента прохождения звуковой энергии через отверстие при нормальном падении звуковой волны на жесткий элемент ограждения, что связывает действительный энергетический коэффициент прохождения звуковой энергии через отверстие τ с эталонным ($\tau_0 = 0{,}3 \div 1{,}0$).

$$\varepsilon = \left(\frac{P_{пад}+P_{отр}}{2P_{пад}}\right), \quad (3)$$

где ε – коэффициент, характеризующий соотношением звуковых давлений падающего и отражающего звука; $P_{пад}$ *и* $P_{отр}$ – звуковое давление падающего и отраженного звука.

Значение ε и τ определяются следующим образом:

1) Расположение отверстия в кучности колебательной скорости $P_{пад}$ *и* $P_{отр} = 0$; $\varepsilon = 0$; $\tau = 0$ (звук в отверстии не распространяется);

2) Расположение отверстия на элементе ограждения с нанесенным звукопоглощающим материалом, имеющем коэффициент звукопоглощения λ:

$$\varepsilon = \frac{1+\sqrt{1-\lambda}}{2}\ ;\ \tau = \left(\frac{1+\sqrt{1-\lambda}}{2}\right)^2 \tau_0 \quad (4)$$

При $\lambda = 0{,}1 \div 1$ излучаемая через отверстие энергия уменьшается в $1 \div 4$ раза по сравнению с падением звуковой волны на жесткую отражающую поверхность;

3) Для диффузного поля (плотное расположение стоячих волн) $\varepsilon = 1$, $\tau = 1$;

4) На низких частотах $f_0 < \frac{1}{2}\ f_0$ где f_0 – собственные частоты воздушные объема ограждения, отверстия в центре элемента ограждения – $\varepsilon = 0{,}3$; отверстие в двухгранному углу – $\varepsilon = 0{,}6$; отверстие в трехгранном углу – $\varepsilon = 1$.

Для ограждений, имеющих форму близкую к прямоугольному параллелепипеду (что и характерно для компоновки рассматриваемых станков), без звукопоглощающих материалов:

$$f_0 = 172\sqrt{\frac{1}{l_1^2}+\frac{1}{l_2^2}+\frac{1}{l_3^2}}, \quad (5)$$

где – l_1, l_2 и l_3 – габаритные размеры ограждения величина τ принимает значение (4):

$\tau \approx 0{,}1\tau_0$ – для отверстия в центре элемента ограждения;

$\tau \approx 0{,}4\tau_0$ – для отверстия в двухгранном углу;

$\tau \approx \tau_0$ – для отверстия в трехгранном углу;

$\tau \approx 0{,}6\tau_0$ – для отверстия щелевой формы.

На части $f_0 > 2f_0$ величина $\tau = 1$.

2. Акустический расчет системы шумозащиты

На практике для технологических отверстий станков рассматриваемой группы с достаточной для инженерных расчетов точностью можно принять, что $\tau = 1$ во всем нормируемом диапазоне частот. Это обусловлено тем, что на частотах $f < f_0$ доминирует излучение корпусных и базовых деталей станков. Поэтому расчет негерметичных ограждений следует проводить только для частот $f > f_0$, где принимается для тонких элементов ограждения величина $\tau = 1$. Это допущение имеет большое значение для практических решений по снижению уровней шума, т.е. искусственно «деформировать» звуковое поле (фактически уменьшать звуковое давление) вблизи технологического отверстия, устанавливая в непосредственной близости от него звукопоглощающий

материал. При выходе из технологического отверстия звуковой энергии для тонких элементов звукозащитного ограждения параметр направленности G можно принять равным 1.

Инженерные расчеты и акустическое проектирование звукозащитных ограждений с технологическими отверстиями базируются на использовании расчетных значений звукоизоляции негерметичного ограждения ЗИ:

$$ЗИ = ЗИ_i - 10lg\frac{1+\tau\frac{S_o}{S_i}10^{0,13u_i}}{1+\frac{S_o}{S_i}} = ЗИ_i + 10lg(S_i + S_o) - 10(lgS_i + S_{o\tau}\cdot 10^{0,13u_i}), \quad (6)$$

где $ЗИ_i$ – звукоизоляция сплошного ограждения, дБ; S_o – площадь технологического отверстия, м^2; S_i – площадь ограждения, м^2.

В этом случае уровни звукового давления на расстоянии r от ограждения определяются по формуле:

$$L = L_0 - ЗИ_i + 10lg\frac{\sqrt{1-\alpha}+\tau\frac{S_o}{S_i}\cdot 10^{0,13u_i}}{\alpha+\frac{S_o}{S_i}+\sqrt{1-\alpha}\cdot 10^{-0,13u_i}}, \quad (7)$$

где L_0 – уровень звукового давления на соответствующем расстоянии до установки системы шумозащиты, дБ.

Эти данные целесообразно использовать для оценки уровней звукового давления на расстоянии 1 – 1,2 м от ограждения, что соответствует не только рассматриваемым станкам, но и подавляющего большинства станочного оборудования. На основе величин $ЗИ_i$, τ, $\Sigma S_0/\Sigma S_i$ рассматриваются уровни звукового давления или решается обратная задача, когда задаваясь требуемыми значениями снижения шума $\Delta L = L_ф - L_c$ (где $L_ф$ – фактические уровни звукового давления, дБ, а L_c – предельно допустимые величины, дБ) определяются необходимые значения $ЗИ_i$, $\Sigma S_0/\Sigma S_i$,α.

Эти данные дают возможность выбрать материал ограждения, относительную площадь отверстий ($\Sigma S_0/\Sigma S_i$), звукопоглощающий материал. Такой расчет следует признать предварительным конструкторским, который, в свою очередь, целесообразно уточнить проверочным акустическим расчетом.

В этом случае базовой зависимостью является:

$$Lp = L_{окт} + 20\lg\left[\sqrt{\frac{S_0\tau}{\pi}}r_0^{-1}\right] - 6, дБ, \quad (8)$$

где $L_{окт}$ – октавные уровни звукового давления внутри ограждения, дБ; r_0 – расстояние от геометрического центра отверстия до расчетной точки, м.

Проверочный расчет фактически базируется на замене отверстия произвольной конфигурации на круглое, радиус которого определяется как $R = \sqrt{\frac{S_0}{\pi}}$с сохранением прежнего значения τ.

Заключение

Так область значений акустической эффективности негерметичных ограждений можно разделить на три участка.

Первый участок – область излишней звукоизоляции материала ограждения. В этой области увеличение звукоизоляции материала $ЗИ_i$ не сказывается на величине снижения шума, т.е. не имеет смысла при некотором значении S_0/S_i увеличивать массу материала ограждения. Например, при S_0/S_i = 0,005÷0,2 нецелесообразно применять материалы, распределенная масса которых больше 17 кг/м^2 ($ЗИ_i$ > 30 дБ).

Второй участок – область экранирования, т.е. область, в которой ограждение следует считать экраном. Например, для ограждений, имеющих форму прямоугольного параллелепипеда, отсутствует одна грань.

Третий участок – относительная область, в которой при минимальном значении $ЗИ_i$ (что соответствует минимальному значению распределенной массы) реализуется максимальная акустическая эффективность.

Следует отметить, что такие ограждения выполняют комплексную защиту операторов от характерных для данных станков опасных и вредных производственных факторов, существенно превышающих предельно допустимые величины, уровней звукового давления и запыленности. Пылевой аэрозоль формируется во внутреннем воздушном объеме ограждения, и его концентрация определяется по формуле

$$K = \frac{S_0 - S_{отв}}{K_0 K_{гер}}, \quad (9)$$

где K_0 – концентрация запыленности под ограждением, мг/м^3; $K_{гер}$ – коэффициент герметичности ограждения; $S_{отв}$ – площадь технологических отверстий, м^2; S_o – площадь поверхности ограждения, м^2.

Сама система аспирации рассчитывается на концентрацию пыли, создаваемую под ограждением.

Таким образом, была обоснована возможность выполнения санитарных норм шума и предельно допустимых концентраций древесной пыли на рабочих местах операторов деревообрабатывающих станков на этапе их проектирования и изготовления.

Список литературы

1. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транпорт,1987. -223 с.
2. Климов Б.И. Современные тенденции развития вибро- и шумозащитных систем полиграфических машин. – М.: Книга, 1983. – 48с.
3. Русляков Д.В. Влияние факторов производственной среды на операторов деревообрабатывающих станков / Русляков Д.В., Мотренко Д.В., Чукарина Н.А. // Научно-технический журнал: Труды РГУПС. – Ростов н/Д: 2020, № 2 (51). С.106-109.
4. Русляков Д.В. Особенности виброакустической динамики шпиндельных бабок гаммы многошпиндельных и фрезерно-пазовальных деревообрабатывающих станков / Д.В. Русляков, Д.В. Мотренко, А.Н. Чукарин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 7. С. 91-98.
5. Борисов Л.П., Гужас Д.Р. Звукоизоляция в машиностроении. – М.: машиностроение, 1990.-256 с.
6. Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки. – Ростов н/Д: издательский центр ДГТУ, 2005. – 152 с.

УДК 004.9+534.8
OECD 01.02.EV+01.03.AA

Контрольные примеры для подтверждения качества специализированных программных продуктов, предназначенных для расчетов уровней шума

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

Аннотация

Рассмотрены некоторые аспекты и проблемы наиболее важного элемента системы обеспечения качества программных продуктов, который может подтвердить соответствие программы установленным методам расчета. Таким элементом является комплект контрольных примеров, необходимых для проведения расчетов используемыми программными продуктами для подтверждения корректности и точности расчетов. В настоящее время отсутствуют общие рекомендации для широкого класса методов расчета, реализуемых программными средствами. Часто действующие стандарты и своды правил на методы расчета являются неполными и не охватывают в достаточной степени все возможные реалистичные случаи из практики. Также эти документы могут устанавливать неоднозначные требования, допускающие разные интерпретации. Участие в разработке стандартов с комплексными тестами широкого круга специалистов в области компьютерных технологий и практиков-проектировщиков позволит обнаруживать и устранять на ранней стадии разработки документов недостатки или ошибки методов расчета, когда этот метод реализован с применением соответствующих программных средств и опробован на реалистичных входных данных в рамках реалистичного сценария.

Ключевые слова: шум, уровень шума, акустический расчёт, компьютерное моделирование, качество.

Test Cases for Confirming the Quality of Noise Calculation Software

Ivanov A.V, Nikiforov A.V., Kuzmitsky A.M.
OOO 'TECHNOPROJECT', Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Some features and problems of the most important element of the software quality assurance system are considered. This element is a set of test cases used to confirm the correctness and accuracy of calculations. At present, there are no general recommendations for a wide class of calculation methods implemented by software. Often, the current standards and codes of practice for calculation methods are incomplete and do not sufficiently cover all possible realistic cases from practice. Also, these documents may establish ambiguous requirements that allow for different interpretations. Participation in the development of standards with complex tests of specialists in the field of computer technology will allow to quickly detect and eliminate the shortcomings or errors of calculation methods.

Key words: *noise, noise level, acoustic calculation, computer simulation, quality.*

Введение

В настоящее время мы можем наблюдать активное внедрение новых методов расчета акустического воздействия, а также разработку и выход в свет новых сводов правил и стандартов, гармонизацию отечественных стандартов с зарубежными. Еще более быстрыми темпами развивающиеся информационные технологии дают

возможность использования инструментов и преимуществ этих технологий для разработки компьютерных моделей, описывающих процедуры методов расчета, и выполнять на основе этих моделей прогнозы и анализ, разрабатывать мероприятия по защите от шума.

Этот симбиоз прикладной науки и информационных технологий позволяет не только облегчить и ускорить работу инженеров-проектировщиков, но также помогает разработчикам методов расчета улучшать и корректировать эти методы.

В связи с этим, важной задачей является обеспечение качества программных средств, разрабатываемых для автоматизации расчетов рассматриваемых методов.

В помощь к решению этой задачи в РФ в 2020 г. введен в действие государственный стандарт [1-3], описывающий требования к качеству программных продуктов с установленными методами расчетов, а также способам демонстрации и подтверждения их соответствия для расчетов уровней. Это стандарт является идентичным международному стандарту ИСО 17534 (части 1-3).

В этой статье мы рассмотрим некоторые аспекты и проблемы наиболее важного элемента системы подтверждения качества программного продукта, связанного с разработкой комплексного теста (комплекта контрольных примеров), которые предназначены для подтверждения соответствия программы методам расчета.

1. Контрольные примеры для тестирования программного продукта

Под контрольными примерами, согласно [1], понимают точно сформулированные описания сценариев с источниками шума и приемниками (расчетными точками) через полную совокупность входных данных, промежуточных и окончательных результатов с допустимыми отклонениями, которые должны быть получены при применении программного средства в базовой конфигурации.

Контрольные примеры – это одно из основных средств подтверждения правильности и точности реализации метода расчета в компьютерной программе. Наличие правильно подобранного комплекта контрольных примеров, рассматривающего все главные части применяемого метода, позволяет разработчику последовательно выполнить проверку всех разделов процедуры расчета.

Как правило, в контрольных примерах стараются задать упрощенные сценарии, необходимые только для доказательства правильности расчетов, связанных с рассматриваемым фактором распространения шума.

Следует отметить, что в настоящее время отсутствуют общие рекомендации для широкого класса методов расчета, реализуемых программными средствами, ввиду сложности их унификации. Предполагается, что эти рекомендации должны будут разработаны по мере обобщения практического опыта применения подобных рекомендаций в отношении уже рассмотренных методов расчета.

Какие же проблемы и сложности могут возникать при разработке контрольных примеров для программных продуктов?

Очень часто действующие стандарты и своды правил на методы расчета являются неполными и не охватывают в достаточной степени все возможные реалистичные случаи из практики. Также эти документы могут устанавливать неоднозначные требования, допускающие разные интерпретации. Применение номограмм, таблиц и графиков, которые встречаются в документации, в том числе актуализированной, может вызывать проблемы в сложных и нестандартных случаях акустических расчетов.

По этой причине очень важно обнаруживать и устранять недостатки или ошибки методов расчета на ранней стадии разработки документов. И здесь большую пользу может принести применение соответствующих программных средств и опробование методов расчета на реалистичных входных данных в рамках реалистичного сценария.

Как правило, содержание и описание методов расчета представляет собой совокупность пояснений и уравнений, полученных в результате теоретических и эмпирических исследований акустиками и физиками. Так как все методы расчета в перспективе должны быть в итоге преобразованы в компьютерные программы, необходимо при описании методов использовать проработанный и формализованный математический аппарат, удобный для автоматизации, и чтобы в разработке этих методов принимали участие специалисты в области компьютерного программирования.

Важным требованием обеспечения качества является то, что разработчики метода расчета, а также лица, участвующие в разработке нормативного документа на данный метод, должны обеспечить публикацию комплекта контрольных примеров, охватывающих все основные сценарии расчета, одновременно с публикацией нормативного документа. Предпочтительно, чтобы результаты вычислений в контрольных примерах были получены и приведены в документе в форме пошаговых расчетов, так чтобы разработчик программного продукта для применяемого метода расчета смог опираться на корректные результаты этих примеров.

Документ ГОСТ Р 56234.3 [3] содержит рекомендации по обеспечению качества расчетов и контрольные примеры, необходимые для проведения расчетов используемыми программными продуктами для подтверждения корректности и точности расчетов по ГОСТ 31295.2 [4], который описывает общий метод расчета затухания звука при распространении на местности.

В [3] в п. 5.2-5.9 также приведены дополнительные рекомендации в отношении контрольных примеров, которые устанавливают решения в отношении тех аспектов, которые в [4] либо не рассмотрены, либо рассмотрены неполно, улучшают согласованность решений там, где рекомендации [4] нельзя считать удовлетворительными, а также дают единое толкование некоторых положений, допускающих множественную интерпретацию.

Контрольные примеры, приведенные в [3], разработаны для подтверждения правильности применения уравнений и процедур, относящихся к наиболее сложным для описания физическим аспектам распространения звука, таким как влияние земной поверхности, дифракция или отражения. В этих примерах рассматриваются самые простые сценарии, необходимые для доказательства правильности расчетов, связанных с рассматриваемым аспектом.

В [3] приведено 19 контрольных примеров (обозначены T01-T19). Во всех примерах рассматривается случай с одним источником шума и одним приемником.

Рассмотренные сценарии в контрольных примерах:

- T01-T03 – плоская поверхность грунта с однородными акустическими свойствами, звукоотражающий грунт (G = 0), разнородный грунт (G = 0,5) и пористый грунт (G = 1) рассматриваются, соответственно, в T01, T02 и T03;
- T04 и T05 – плоская поверхность грунта с неоднородными акустическими свойствами (в T05 рассматривается альтернативный метод расчета);
- T06 и T07 – поверхность переменной высоты с неоднородными акустическими свойствами (в T07 рассматривается альтернативный метод расчета);
- T08 и T09 – плоская поверхность с неоднородными акустическими свойствами и, соответственно, протяженным или коротким препятствием;
- T10 – поверхность переменной высоты с неоднородными акустическими свойствами и коротким препятствием;
- T11 и T12 – плоская поверхность с однородными акустическими свойствами и зданием кубической формы, с приемником, соответственно, на малой и большой высоте;

- Т13 и Т15 – плоская поверхность с однородными акустическими свойствами и зданием призматической формы, с приемником, соответственно, на малой и большой высоте;
- Т14 – поверхность переменной высоты с неоднородными акустическими свойствами и здание призматической формы;
- Т16 и Т17 – плоская поверхность с однородными акустическими свойствами и три здания с различным расположением источника звука и приемника;
- Т18 – плоская поверхность с однородными акустическими свойствами и здание сложной формы с незамкнутым двором;
- Т19 – поверхность переменной высоты с неоднородными акустическими свойствами и звукоотражающим барьером.

Контрольные примеры включаю в себя результаты пошаговых расчетов и окончательные результаты с допустимым разбросом значений.

2. Полнота описания расчетных методов

Несмотря на прояснение ряда важных аспектов, в представленных в [3] разъяснениях и контрольных примерах, имеются вопросы, связанные с недостаточно полным описанием процедуры учета габаритов отражающих шум сооружений.

Например, в примере Т19 (п.6.2.20 [3]), где рассматривается сценарий с поверхностью переменной высоты с неоднородными акустическими свойствами и звукоотражающим барьером, не достаточно четко прописан метод определения минимального габарита звукоотражающего барьера для случая сложной конфигурации барьера. На рисунке 1 представлена схема и план к рассматриваемой задаче, реализованной с помощью программы АРМ «Акустика» версия 3 [5].

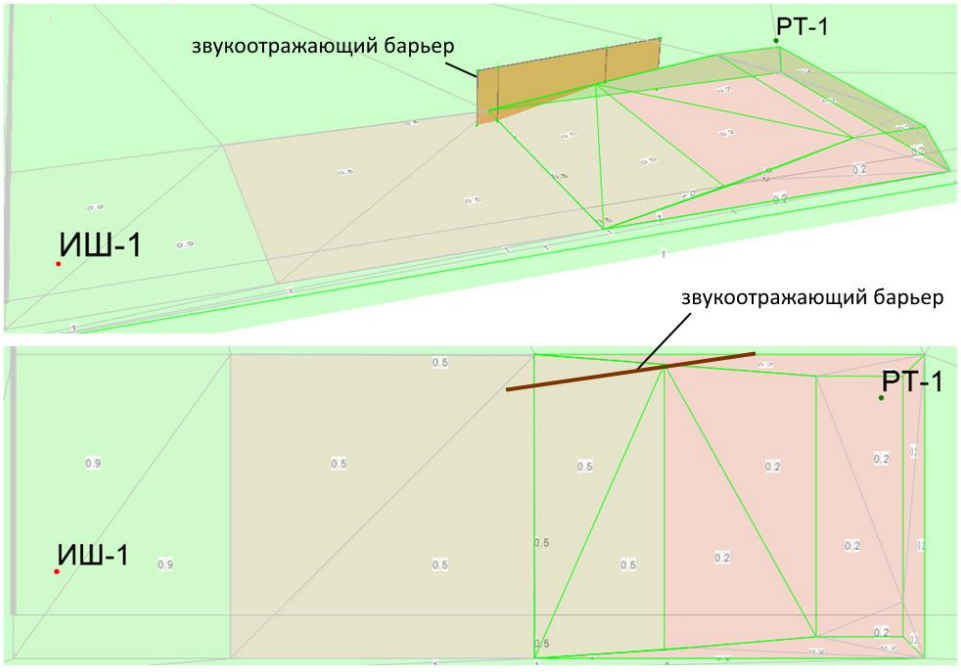


Рис.1. Схема и план к контрольному примеру Т19 [3]

Согласно [4] эффект звукоотражения и то, на каких частотах будет учитываться отражение звука, во многом зависит от габаритов ограждающих конструкций, от её минимального размера в длину или высоту. В случае, когда один из краев барьера будет

сходить «на нет» в виде треугольного открылка (что встречается при устройстве шумозащитных экранов для защиты от транспортного шума), остается не ясной процедура, какой минимальный размер (высоту) принимать в расчете. В тестовом контрольном примере в [3] нет корректного подробного описания расчета l_{min}.

Если для треугольного открылка принять l_{min} = 0 м, то такой барьер согласно п.7.5 [4] отражать звук не будет, что не соответствует реальной ситуации и может привести к занижению расчетных уровней шума.

Предлагаемый нами вариант оценки минимального размера звукоотражающей плоскости основан на анализе размеров барьера по вертикали и горизонтали в зоне, где происходит зеркальное отражение звука от барьера к приемнику. При этом рассматривается только часть плоскости, ограниченная по вертикали и горизонтали длиной звуковой волны на рассматриваемой частоте.

3. Корректность контрольных примеров

Чрезвычайно важным является аккуратность и тщательность подготовки документации и контрольных примеров для расчетного метода, которые будут регламентировать корректность работы программного продукта. В случае наличия ошибок или опечаток в исходных данных контрольных примеров, подтвердить достоверность расчёта на корректно работающем алгоритме будет невозможно.

Например, в примере Т13 (п.6.2.14 [3]), где рассматривается сценарий с плоской поверхностью с однородными акустическими свойствами, зданием призматической формы, с приемником на малой высоте, ошибочно в качестве входных данных указан коэффициент отражения поверхности G = 0,5.

Если внимательно изучить и проверить данные табл. 39[3], то можно увидеть, что приведенные промежуточные и окончательные результаты расчета соответствуют G = 0,6. Сравнение данных табл. 39[3] и результатов поверочных расчетов приведено в табл.1 и 2.

Таблица 1

Сравнение промежуточных результатов расчетов для контрольного примера Т13

Величина	**Значения в полосах частот, Гц**								**Общий**
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
A_{gr_s}, дБ табл. 39[3], G = 0,5	-1,50	-0,47	1,61	1,89	-0,03	-0,60	-0,60	-0,60	
A_{gr_s}, дБ расчет при G = 0,5	-1,5	**-0,64**	**1,09**	**1,32**	**-0,27**	**-0,75**	**-0,75**	**-0,75**	
A_{gr_s}, дБ расчет при G = 0,6	-1,50	-0,47	1,61	1,89	-0,03	-0,60	-0,60	-0,60	
A_{gr_r}, дБ табл. 39[3], G = 0,5	-1,50	0,15	-0,51	-0,60	-0,60	-0,60	-0,60	-0,60	
A_{gr_r}, дБ расчет при G = 0,5	-1,5	**-0,13**	**-0,67**	**-0,75**	**-0,75**	**-0,75**	**-0,75**	**-0,75**	
A_{gr_r}, дБ расчет при G = 0,6	-3,00	-0,32	1,11	1,29	-0,63	-1,20	-1,20	-1,20	
A_{gr}, дБ табл. 39[3], G = 0,5	-3,00	-0,32	1,11	1,29	-0,63	-1,20	-1,20	-1,20	
A_{gr}, дБ расчет при G = 0,5	-3,00	**-0,77**	**0,42**	**0,57**	**-1,02**	**-1,50**	**-1,50**	**-1,50**	
A_{gr}, дБ расчет при G = 0,6	-3,00	-0,32	1,11	1,29	-0,63	-1,20	-1,20	-1,20	

Таблица 2
Сравнение итоговых результатов расчетов для контрольного примера Т13

Величина	**Значения в полосах частот, Гц**								**Общий**
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
L, дБ табл. 39[3], G = 0,5	51,17	46,66	42,86	39,28	37,00	34,02	31,22	27,93	
L, дБ расчет при G = 0,5; (отклонение)	51,1 (-0,07)	47,1 (0,44)	43,5 **(0,64)**	39,9 **(0,62)**	37,4 (0,40)	34,3 (0,28)	31,5 (0,28)	28,2 (0,27)	
L, дБ расчет при G = 0,6; (отклонение)	51,1 (-0,07)	46,7 (0,04)	42,9 (0,04)	39,3 (0,02)	37,0 (0,00)	34,0 (-0,02)	31,2 (-0,02)	27,9 (-0,03)	
L_A[a], дБА табл. 39[3], G = 0,5									42,71
L_A[a], дБА расчет при G = 0,5; (отклонение)									43,2 (0,49)
L_A[a], дБА расчет при G = 0,6; (отклонение)									42,7 (-0,01)
Результаты считаются корректными, если отклонение не превышает ±0,5 дБ.									

Анализируя результаты сравнения в таблицах 1 и 2, можно отметить, что при G=0,5 на частотах 250 и 500 Гц имеем отклонение расчетных значений от данных из табл. 39 [3] больше допускаемого стандартом. Таким образом, если разработчик программного продукта захочет декларировать соответствие стандарту и контрольному примеру, он должен будет заложить в программу намеренные искажения в алгоритме, чтобы получить значения из контрольного примера с заданной точностью. Этот случай показывает важность внимательной подготовки документации, регламентирующей правильность расчетного метода.

Заключение

К настоящему времени автоматизация акустических расчётов с помощью программных средств уже давно стала обыденностью и естественной необходимостью. С каждым годом количество программных модулей увеличивается и расширяется аудитория их пользователей. Все эти предпосылки ставят на первый план задачу по обеспечению качества программных средств в контексте интерпретации и реализации рассматриваемых методов расчета.

В помощь к решению задачи по обеспечению качества в РФ в 2020 г. введен в действие государственный стандарт [1-3], описывающий требования к качеству программных продуктов для расчетов уровней шума. Применение этого стандарта позволяет разработчикам программных средств заявлять и подтверждать правильность выполняемых этими средствами расчетов, а пользователям программных средств проверять их качество, не прибегая к услугам третьей стороны.

Одной из проблем при разработке специализированных программных продуктов является тот факт, что многие действующие стандарты и своды правил на методы расчета

являются неполными и не охватывают в достаточной степени все возможные реалистичные случаи из практики. Также часто эти документы могут устанавливать неоднозначные требования, допускающие разные интерпретации. По этой причине очень важно обнаруживать и устранять недостатки или ошибки методов расчета на ранней стадии разработки документов, и здесь большую пользу может принести применение соответствующих программных средств.

Важным элементом системы подтверждения качества программного продукта является комплект контрольных примеров, предназначенных для подтверждения соответствия программы установленному методу расчета.

Документ ГОСТ Р 56234.3 [3] содержит рекомендации по обеспечению качества расчетов и контрольные примеры, необходимые для проведения расчетов программными продуктами для подтверждения корректности и точности расчетов по ГОСТ 31295.2 [4]. В этих контрольных примерах описаны сценарии для подтверждения правильности применения уравнений и процедур, относящихся к наиболее сложным для описания физическим аспектам распространения звука на местности, таким как влияние земной поверхности, дифракция или отражения.

Анализ тестовых расчетов по сценариям контрольных примеров из [3] показал необходимость более тесной кооперации разработчиков методов расчета и разработчиков программной продукции, а также важность тщательной подготовки и многоступенчатой проверки документации, регламентирующей правильность расчетного метода.

Важным и полезным указанием [1] является требование к разработчикам нового или актуализированного нормативного документа на метод расчета, что они должны обеспечить публикацию контрольных примеров одновременно с публикацией нормативного документа, а разработчик программного продукта для применяемого метода расчета должен опираться на опубликованные контрольные примеры в форме пошаговых расчетов.

Участие в разработке стандартов специалистов в области компьютерных технологий и практиков-проектировщиков позволит обнаруживать и устранять на ранней стадии разработки документов недостатки или ошибки методов расчета и контрольных примеров благодаря их реализации с применением программных средств и опробовании на реалистичных входных данных в рамках реалистичного сценария.

Список литературы

1. ГОСТ Р 56234.1—2019 ИСО 17534-1:2015 Требования к качеству и его обеспечение.

2. ГОСТ Р 56234.2—2019 ИСО 17534-2:2015 Общие требования к контрольным примерам и интерфейсу обеспечения качества.

3. ГОСТ Р 56234.3—2019 ИСО 17534-3:2015 Рекомендации по обеспечению качества расчетов по ИСО 9613-2.

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

5. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2012612812 от 21.03.2012. АРМ «Акустика» версия 3 / Никифоров А.В., Кузьмицкий А.М., Иванов А.В.

УДК 534.843.12
OECD 01.03.AA

О новом подходе к поиску акустических размеров малых помещений

Алешин А.Р.[1*], Гнутик А.П.[2], Черезов М.И.[3]
[1]Инженер-акустик, ООО «Анатомия звука», г. Москва, Россия
[2]К.ф-м.н., технических директор, ООО «Анатомия звука», г. Москва, Россия
[3]Инженер-акустик, ООО «Анатомия звука», г. Москва, Россия

Аннотация

С появлением мощных источников низкочастотного звука басового и суббасового частотного диапазона возрастает актуальность исследования поведения АЧХ при звуковом возбуждении помещений малого объёма (до 500 м^3). Вопрос существования зависимости между размерами прямоугольных помещений и поведением АЧХ представлял и представляет интерес для проектировщиков, производителей и инсталляторов спикерных систем в задачах проектирования помещений музыкальной направленности таких, как домашние кинотеатры, студийные и стерео комнаты. В данной работе излагается новый подход к обнаружению и исследованию зависимости между геометрическими размерами прямоугольных помещений и амплитудно-частотной характеристикой их отклика на воспроизводимый звуковой сигнал в области низких частот. Новый подход основан на вводимом понятии кривых разброса. Получены результаты расчётов для представительного набора помещений малого объёма, существенно дополняющие известные ранее выводы. Уточнена формулировка термина Акустические размеры и показана его взаимосвязь с некоторыми акустическими характеристиками.

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

The new approach to acoustical dimensions design

Aleshin A.R.[1], Gnutik A.P.[2], Cherezov M.I.[3]*
[1]Acoustical consultant, 'Sound Anatomy' LTD, Moscow, Russia
[2]Candidate of Physico-Mathematical Sciences, Technical Director, 'Sound Anatomy' LTD, Moscow, Russia
[3]Acoustical consultant, 'Sound Anatomy' LTD, Moscow, Russia

Abstract

With the advent of powerful sources of low-frequency sound in the bass and sub-bass frequency range, the relevance of studying the behavior of the frequency response under sound excitation inside small-volume rooms (below 500 m^3) increases. The problem of a relationship between the dimensions of rectangular rooms and behavior of the frequency response is of interest to designers, manufacturers and installers of speaker systems in the design of music-oriented rooms such as home theaters, studios and stereo rooms. In this paper, a new approach to the determination and study of the correlation between the geometric dimensions of rectangular rooms and the amplitude-frequency characteristic of their response to a reproduced sound signal in the low-frequency region is presented. The new approach based on spread curves implementation was shown. The calculation results were obtained for many important cases. Correctness of the "Acoustical dimensions" concept was proved for application in acoustical design.

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

[*]*Автор корреспондент: ar.aleshin@physics.msu.ru (Алешин А.Р.)*

Введение

Проблема выбора размеров малых помещений (объёмом менее 500 м^3) для прослушивания и работы со звуковым материалом в последнее время стала наиболее актуальной с развитием источников звука. Инсталляторы аппаратуры для комнат стерео-прослушивания и домашних кинотеатров сталкиваются с проблемой интерференции низкочастотных звуковых волн, значительно искажающей амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) в зоне прослушивания аудиоматериала, что в итоге выражается в акустическом дискомфорте для слушателя.

По результатам исследований авторов предыдущих работ был сделан ряд важных выводов:

- поле низких частот зависит от формы и размеров помещения, и образует области повышенного и пониженного звукового давления;
- моды помещения вносят значительный вклад в формирование поля низких частот [1];
- интерференция немодальной природы также оказывает существенное влияние на поле низких частот;
- расположение низкочастотных динамиков оказывает влияние на поле низких частот [2];
- поле низких частот чувствительно к наличию больших массивных объектов в помещении;
- звукопоглощение ограждающих поверхностей помещения снижает добротность пиков АЧХ и может приводить к смещению модальных частот помещения [1];
- тембральная насыщенность звука в помещении зависит от плотности модального распределения [1];
- разрешение человеческого слуха в низкочастотной области близко к полутону [3];
- не существует универсальной геометрической пропорции размеров помещения, как и эталонных размеров, обеспечивающих наилучшие акустические характеристики [4].

1. Основная идея и цель исследования

На практике установка источников звука в помещении и поиск наилучшей позиции треугольной системы «два источника – точка прослушивания» означает поиск такого размещения системы, при котором наблюдаются наименьшие искажения АЧХ воспроизводимого звукового сигнала, и сохраняется расположение элементов системы в вершинах равностороннего или равнобедренного треугольника [2].

Введем понятие *разброса* в соответствии с рис. 1. Для расчёта АЧХ в точке прослушивания будем использовать метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий производить быстрые вычисления с достаточной степенью точности и, вообще говоря, пригодный для помещений любой формы.

Разброс рассчитывается для статистически значимого большого числа положений системы «два источника – точка прослушивания». Таким образом, более «хорошими» или обладающими *акустическими размерами* являются те помещения, в которых будет максимальным количество положений системы с наименьшим разбросом. Если рассматривать статистически достаточное количество положений системы, то справедливо сравнивать помещения по данному признаку.

На рис. 2 представлены пространственные диапазоны размещения системы «два источника - точка прослушивания». Точка прослушивания перемещается по отмеченным осям в горизонтальной плоскости на высоте H_D, с небольшими поперечными отклонениями (вверх-вниз, влево-вправо) от осей. Оба источника перемещаются на одной

высоте H_S в красной зоне, получаемой заданием максимального и минимального расстояния между источниками (стереобазы) и симметричным размещением относительно точки прослушивания и комнаты.

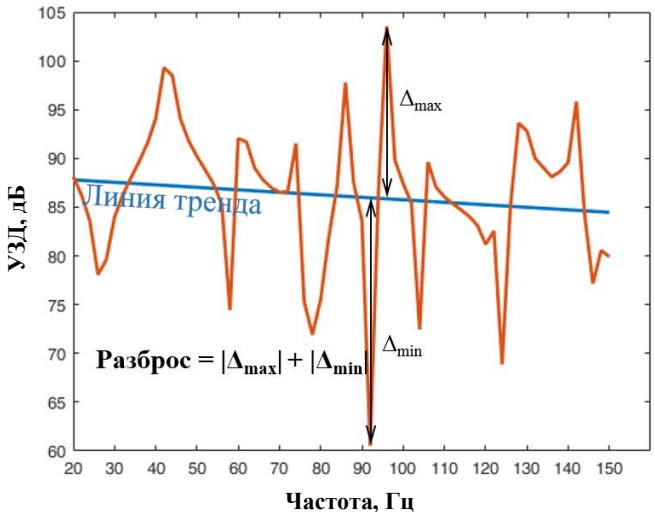


Рис. 1. К определению разброса

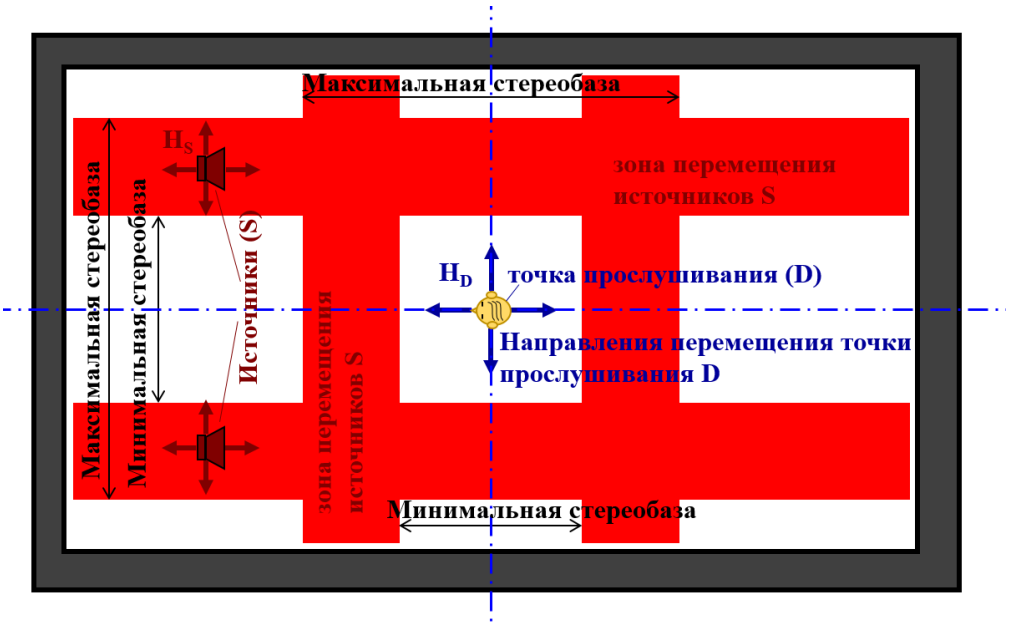


Рис. 2. Схема перемещения элементов системы «два источника – точка прослушивания»

2. Расчётная модель и понятие кривых разброса

Введём некоторые условия и упрощения для последующих расчётов:

- рассматривается частотный диапазон от 20 до 100 Гц и шаг 2 Гц: такое ограничение существенно экономит вычислительные ресурсы, не умаляя при этом общности выводов;
- все поверхности помещения имеют коэффициент звукопоглощения 0,05, что требуется для корректной аппроксимации АЧХ шагом в 2 Гц;
- высота точки прослушивания $H_D = 1{,}0 \div 1{,}2$ м выбрана из практических соображений;

- точка прослушивания перемещается с шагом 5 см в направлениях, обозначенных на рис. 2, максимальное поперечное отклонение от осей составляет 10 см, что выбрано из практических соображений;
- высота источников 1,1 м. Рассматривалась от 0,2 – 1,1 м с шагом в 10 см;
- источники перемещаются с шагом в 0,1 м, в границах, обозначенных на рис. 2;
- при поиске акустических размеров, каждый размер прямоугольного помещения (длина, ширина, высота) последовательно уменьшается на 0,1 м до установленного ограничения (0,5 м от исходного);
- расстояние между источниками (стереобаза) меняется в заданных пределах и в целом не превышает 4 м;
- предполагается только симметричное размещение системы в пространстве. Симметрия помещения используется для экономии расчётных ресурсов, которая ограничивает произвольное расположение системы практически значимыми случаями.

Для оценки акустического качества помещения предлагается ввести новый метод, основанный на сравнении кривых разброса. С этой целью вводится понятие *кривой разброса* как зависимости между величиной максимального отклонения АЧХ от тренда (рис. 1) и *относительным числом таких отклонений, выраженным в процентах от общего числа положений системы*.

Кривая разброса, связанная с размерами помещения, формируется следующим образом:

Шаг 1: для каждого положения системы источник-детектор рассчитывается разброс ΔR;
Шаг 2: все положения системы сортируются по возрастанию значений разброса;
Шаг 3: строится зависимость величины разброса от порядкового номера положения системы, нормированного на общее количество положений.

На рис. 3 проиллюстрировано построение кривой разброса.

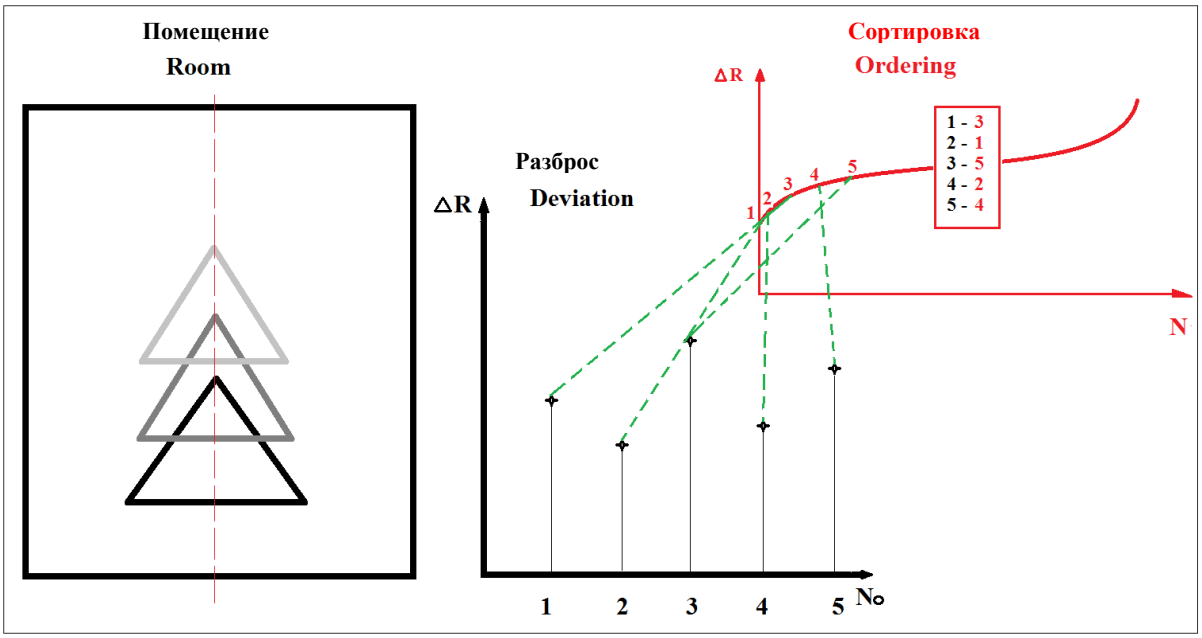


Рис.3. Формирование кривой разброса (красным цветом).

3. Результаты расчетов

Результаты представлены исходными размерами и размерами, получающимися путем последовательного уменьшения длины, ширины, высоты помещения на 0,1 м, но не более, чем на 0,5 м. На рис. 4 показан типовой результат на примере исходных размеров помещения 5,0 м х 4,5 м х 3,5 м. В данном случае общее число положений системы два источника – точка прослушивания, размещаемых в соответствии с вышеупомянутыми ограничениями, составляет около 7 500 000. Поскольку интерес представляют такие положения системы, при которых наблюдается наименьший разброс АЧХ, будем ограничивать данный график по оси абсцисс значением в 1 % (рис. 5), в данном случае это составляет около 75 000 историй. Здесь и далее черной сплошной линией показана кривая разброса, соответствующая исходным размерам помещения. Сплошными линиями других цветов показаны кривые для размеров, получающихся путем уменьшения исходной длины помещения и фиксированных ширины и высоты, пунктирными линиями – при уменьшении исходной ширины помещения и фиксированных длины и высоты, соответственно штрихпунктирными линиями – при уменьшении высоты помещения и фиксированных длины и ширины. Очевидно, что наиболее низколежащая кривая соответствует наилучшим (из рассматриваемых) или *акустическим* размерам помещения.

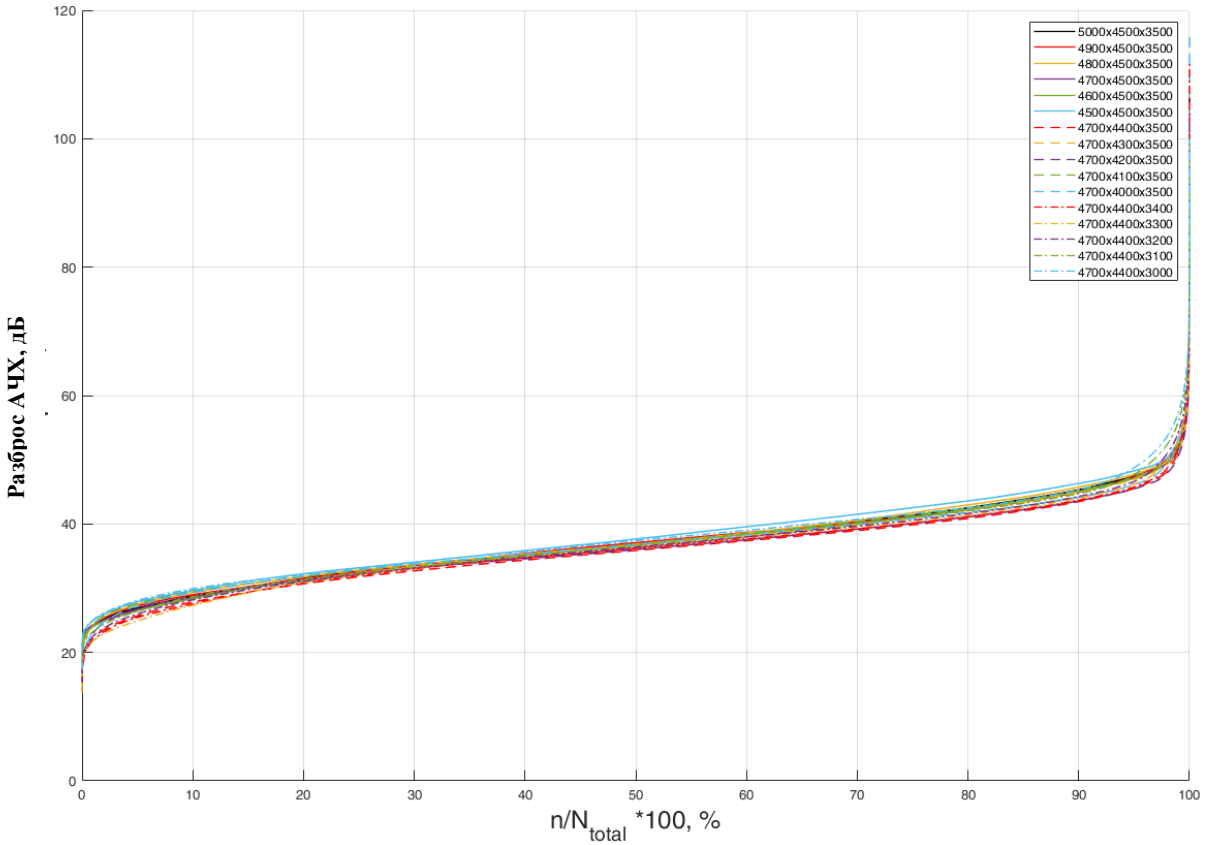


Рис.4. Типовой результат выполнения алгоритма

На рис. 6 приведены результаты расчета кривых разброса для случая исходного помещения с размерами 5,3 м х 4,6 м х 3,5 м, соответствующие Техническим Рекомендациям Европейского Вещательного Союза R22-1998 [5]. В данном случае акустическими являются размеры 5,0 м х 4,6 м х 3,5 м (сплошная фиолетовая кривая разброса), при этом наихудшие размеры – 5,1 м х 4,6 м х 3,0 м. Также видно, что размеры,

соответствующие рекомендуемым в EBU TR R22-1998 пропорциям, не являются наилучшими.

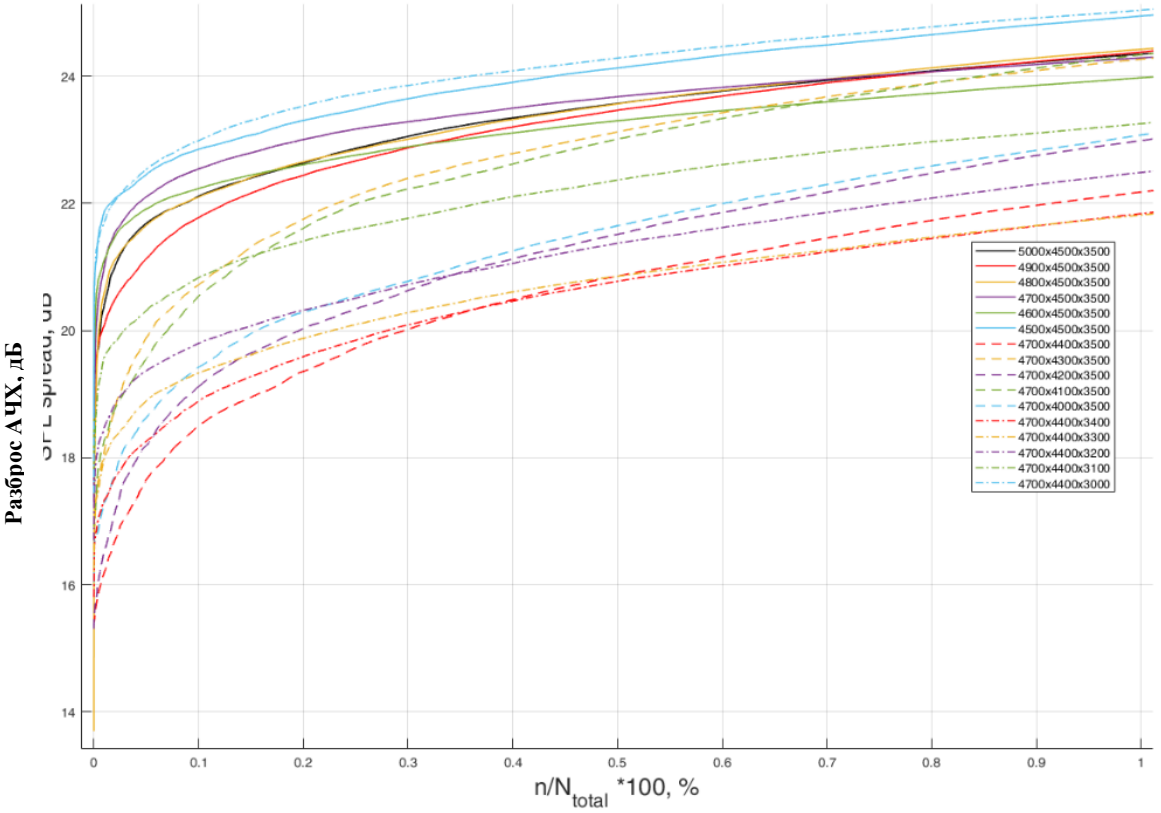


Рис. 5. Типовой результат выполнения алгоритма с ограничением оси абсцисс до 1%

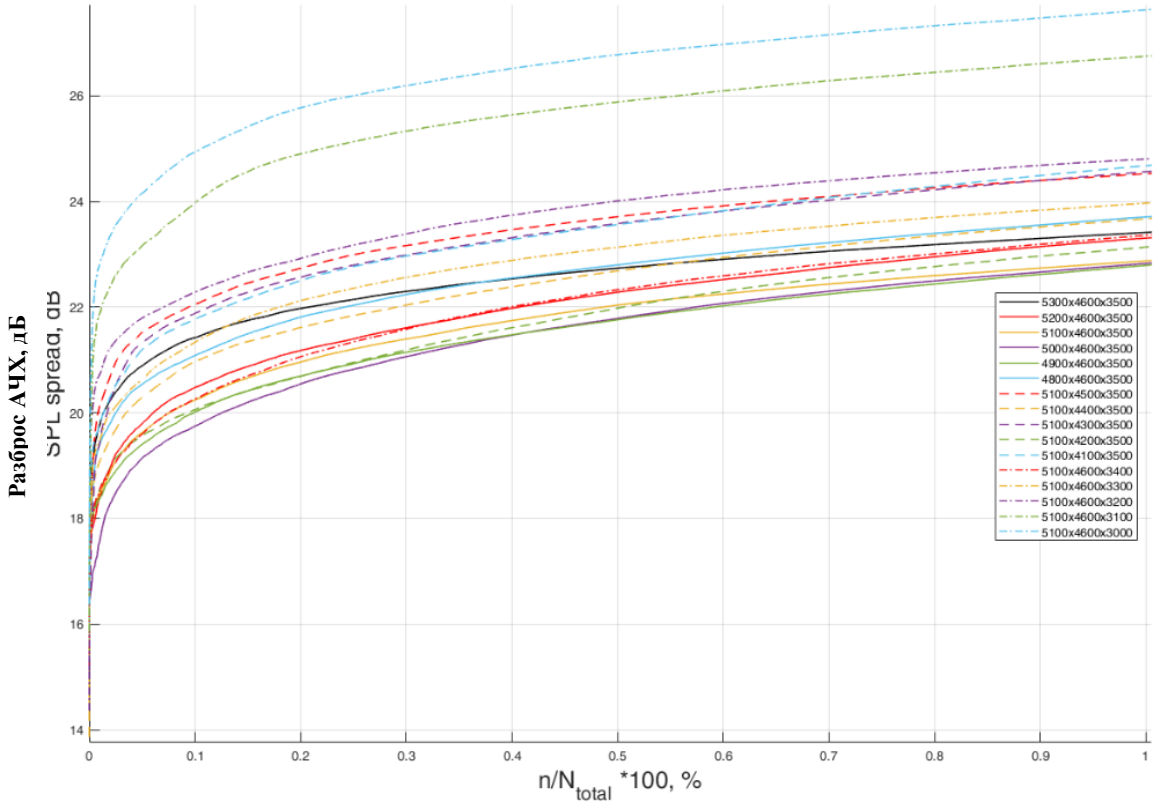


Рис. 6. Результаты расчета для исходного помещения 5,3 м х 4,6 м х 3,5 м

Аналогичный негативный результат был получен для размеров 7,86 м х 4,86 м х 3,00 м, выбранных согласно рекомендуемому многими правилу “золотого сечения” (2,618:1,618:1). Результаты расчета показаны на рис. 7. Акустическим соответствуют размеры 7,36 м х 4,36 м х 3,00 м (голубая пунктирная кривая разброса), а наихудшим – 7,36 м х 4,76 м х 3,00 м.

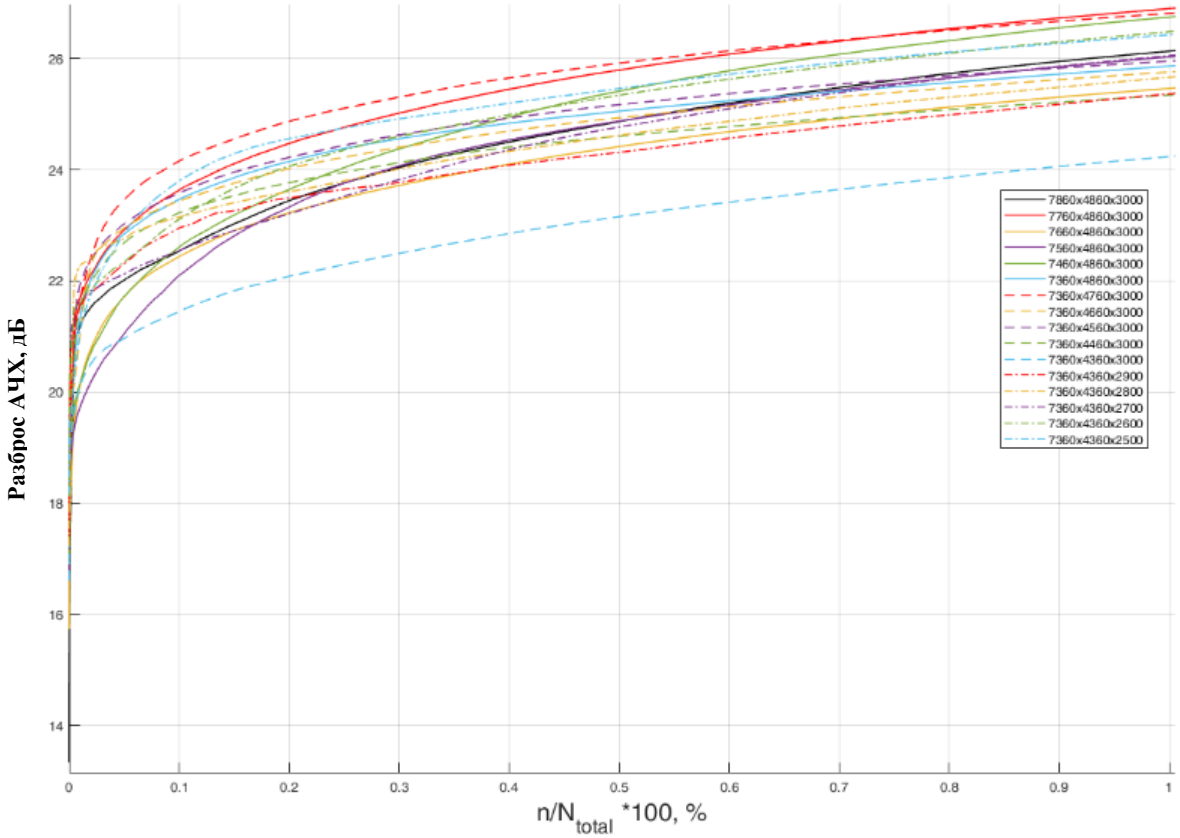


Рис. 7. Результаты расчета для исходного помещения 7,86 м х 4,86 м х 3,00 м

4. Влияние высоты размещения источника звука

Для исследования возможной связи между высотой источников и акустическими размерами, были проведены расчеты для помещений различных объемов при этом для каждого рассчитывались кривые разброса, соответствующие высоте расположения источников звука из диапазона от 0,1 м до 1,1 м (с шагом 0,1 м). Результаты расчётов показаны на рис. 8-9.

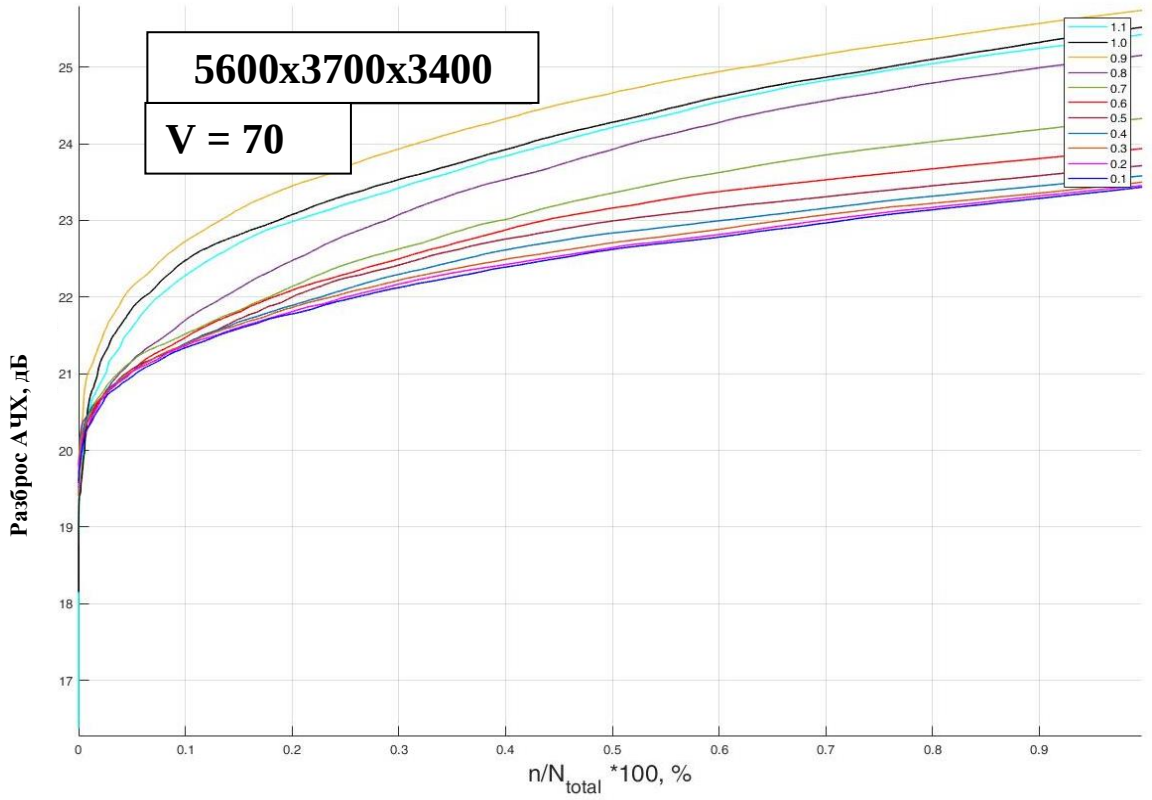


Рис. 8. Результаты расчета для помещения 5,60 м х 3,70 м х 3,40 м

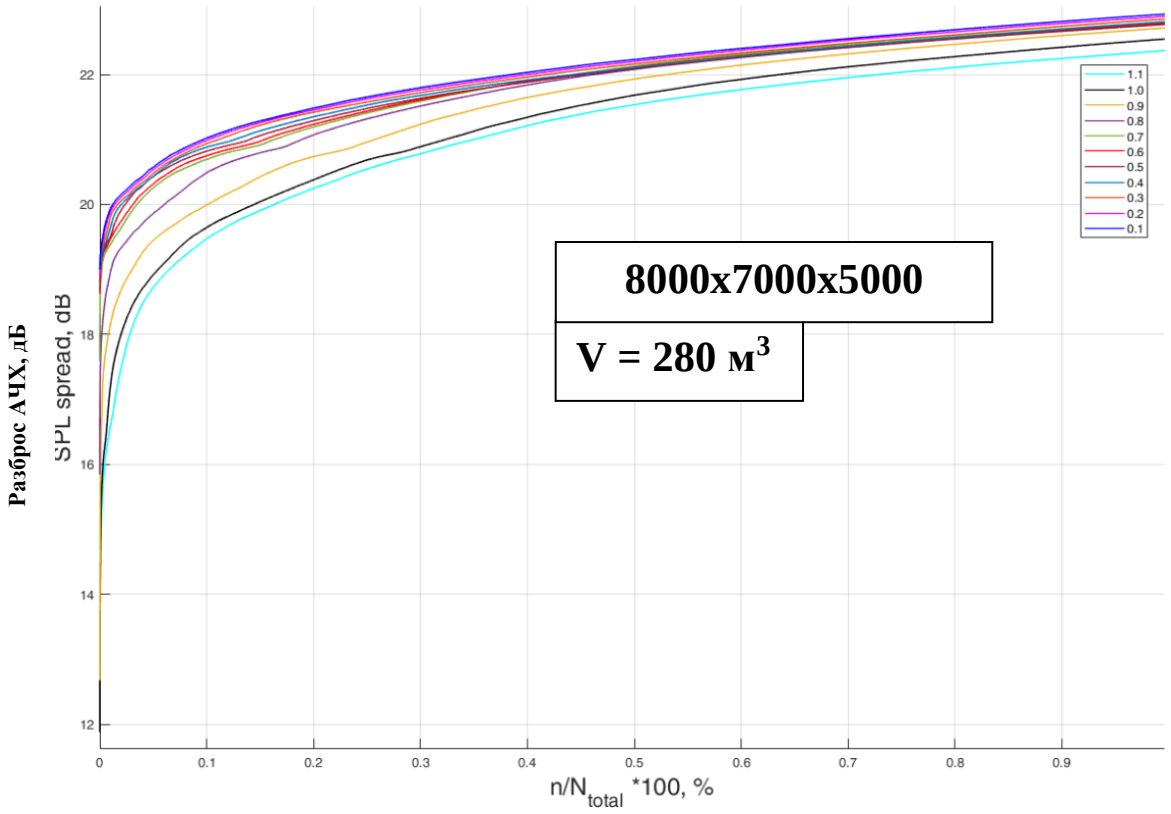


Рис. 9. Результаты расчета для помещения 8,00 м х 7,00 м х 5,00 м

5. Вклад интерференции модальной и немодальной природы в разброс АЧХ

Исследовался вопрос соотношения статистически определенных вкладов модальной и немодальной природы в разброс АЧХ с ростом объема помещения.

Результаты расчётов показаны в таблице 1 ниже.

Таблица 1

Статистический вклад интерференции модальной и немодальной природы в разброс АЧХ для некоторых размеров помещений

Размеры, м	**Вклад, %**			
	Чистый модальный	**Смешанный с преобладанием модального**	**Чистый немодальный**	**Смешанный с преобладанием немодального**
3,68 x 2,10 x 2,85	1,6	24,7	2,2	71,5
3,00 x 3,00 x 3,00	0,1	56,8	1,8	41,3
6,10 x 2,90 x 2,70	13,55	57,8	0,05	28,6
4,90 x 3,80 x 3,20	20,28	28,5	0,0	51,2
6,10 x 4,40 x 2,70	21,2	38,4	0,0	40,4
7,86 x 4,86 x 3,00	30,0	0,0	30,8	39,2

Заключение

Предложен новый подход для оценки акустического качества малых помещений, основанный на *кривых разброса*. Кривые разброса отражают поведение АЧХ в помещении для большого количества положений системы «два источника-точка прослушивания» в диапазоне низких частот. Исследования, проведенные этим методом, позволяют заключить, что:

- кривые разброса являются возможным инструментом оценки акустического качества помещений;
- разница в поведении кривых разброса определяет понятие *акустических размеров*;
- существует взаимосвязь между акустическими размерами и высотой размещения источников низкочастотного звука, которую необходимо учитывать при проектировании помещений;
- влияние модального вклада на разброс АЧХ требует дополнительного исследования;
- акустические размеры не являются абсолютным понятием, а зависят от набора входных параметров таких, как исходные архитектурные размеры; допустимые уменьшения исходных; высота источника; целевая величина разброса.

Описанный новый подход с использованием кривых разброса предлагается к применению на практике для поиска акустических размеров в задачах проектирования акустики малых помещений.

Список литературы

1. Морз Ф. Колебания и звук. М. - Л.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1949. - 497 с.;
2. G. Cardas “Setting-up speakers in a rectangular room”, Cardas Audio, Ltd., www.cardas.com;
3. R. Feldtkeller, E. Zwicker “Das Ohr als Nachrichtenempfänger”, S. Hirzel Verlag Stuttgart (1956);

4. Гнутик А.П. Черезов М.И. “Выбор размеров помещения в акустике малых форм”, VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» (Март 2019);
5. EBU R22-1998 “Listening Conditions for the Assessment of Sound Programme Material”, Tech. Recommendation, European Broadcasting Union (1998);
6. T. J. Cox, P. D’Antonio, M. R. Avis “Room Sizing and Optimization at Low Frequencies,” J. Audio Eng. Soc., Vol. 52, No. 6 (2004 June).

УДК 534.231
OECD 02.03.AI

Метод расчета тональных компонент спектра пульсаций давления и звуковой мощности винтов квадрокоптера

Тимушев С.Ф.[1*], Клименко Д.В.[2], Яковлев А.А.[3]
[1]Д.т.н., профессор, Московского авиационного института (национального исследовательского университета), г. Москва, Россия
[2]К.т.н., доцент, Московского авиационного института (национального исследовательского университета), г. Москва, Россия
[3]К.т.н., доцент, Московского авиационного института (национального исследовательского университета), г. Москва, Россия

Аннотация

Пропеллеры квадрокоптеров генерируют интенсивный шум, поэтому прогнозирование акустического воздействия и оптимизация этих машин с целью снижения уровня излучаемого шума является актуальной инженерной задачей. В настоящее время разработка методов расчета для определения амплитуд пульсаций давления и шумовых характеристик методами CFD-CAA является необходимым требованием для развития автоматизированного проектирования лопаточных машин, причем определяющими факторами являются точность и скорость расчетов. Основная цель - снабдить промышленные системы автоматизированного проектирования высокоэффективным отечественным программным обеспечением для создания оптимальных конструкций лопаточных машин квадрокоптеров, обеспечивающих заданный уровень пульсаций давления в проточной части и излучаемого шума. Она включает создание метода численного моделирования генерации звука с использованием декомпозиции исходных уравнений гидродинамики сжимаемой среды и определение источника звуковых волн с учетом вращение лопастей и их взаимодействие со статорной частью квадрокоптера, а также декомпозицию граничных условий с учетом псевдозвуковых возмущений и комплексного акустического импеданса на границах расчетной области.

Ключевые слова: тональный шум пропеллера, CFD-CAA, источник, акустико-вихревое уравнение.

Computational method for tonal spectrum components of pressure pulsations and sound power of quadcopter propeller

Timushev S.F.[1], Klimenko D.V.[2], Yakovlev A.A.[3]*
[1]Doctor of Engineering Sciences, Professor, Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia
[2]Candidate of Engineering Sciences, Docent, Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia
[3]Candidate of Engineering Sciences, Docent, Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia

Abstract

UAV propellers generate intensive noise thus the prediction of acoustic impact, optimization of these machines to reduce the level of emitted noise is an urgent engineering task. Currently, the development of calculation methods for determining the amplitudes of pressure pulsations and noise characteristics by CFD-CAA methods is a necessary requirement for the development of computer-aided design methods for blade machines, where the determining factors are the accuracy and speed of calculations. The main objective is to provide industrial computer-aided design systems with a highly efficient domestic software to create optimal designs of UAV blade machines that provide a given level of pressure pulsations in the flow part and radiated noise. It comprises creation of a method for the numerical simulation of sound generation using decomposition of the initial equations of hydrodynamics of a compressible medium and the selection of the source of sound waves accounting the rotation of blades and their

[*]*Автор корреспондент: timushevsf@mai.ru (Тимушев С.Ф.)*

interaction with the stator part of the UAV as well decomposition of the boundary conditions accounting pseudo-sound disturbances and the complex acoustic impedance at the boundaries of the computational.

Key words: *tonal propeller noise, CFD-CAA, source, acoustic-vortex equation.*

Введение

Малые беспилотные воздушные системы (МБВС), также известные как дроны, становятся все более полезными для коммерческой, частной деятельности. Несмотря на свою полезность, дроны создают шум, который раздражает население [1-4]. Для дронов отсутствуют надлежащие правила по обеспечению безопасности и допустимых уровней шумового воздействия [5]. Учитывая потребность снижения шума и разработки соответствующих стандартов, необходимо проведение новых исследований, чтобы понять природу шума, производимого дронами, и разработать новые методы контроля [6]. В шуме дронов преобладающими источниками шума являются небольшие пропеллеры, используемые в их силовых установках. Акустические сигнатуры состоят из выраженных гармоник, кратных частоте прохождения лопасти и вызванных периодическим изменением параметров потока, связанных с нагрузкой лопастей. В спектре шума также присутствует широкополосная компонента, обусловленная стохастической природой пульсаций давления в турбулентном потоке (колебаниями параметров набегающего потока, срывами вихрей с лопаток пропеллера, пульсациями параметров в турбулентном слое и т.д.) [7, 8]. Резкое увеличение рынка БПЛА гражданского назначения показывает, что бесшумность и эффективность движителя является ключевым аспектом в конструкции перспективных летательных аппаратов и очень часто может привести к успеху или провалу проекта [9]. С другой стороны, акустическая сигнатура коммерческих винтовых самолетов становится ключевым параметром конструкции, поскольку авиакомпании переходят с турбовентиляторных двигателей на турбовинтовые для краткосрочных полетов [10, 11], а ограничения на шумовое загрязнение вокруг аэропортов становятся более строгими (см., например, ГОСТ 22283-2014). Международная организации гражданской авиации ИКАО утвердила рекомендацию КАЕП (комитета по защите окружающей среды от воздействия авиации) включить Главу 14 в Приложение 16, том 1 «Авиационный шум». Стандарт для совокупных уровней шума самолетов по Главе 14 ниже уровней Главы 4 на 7 EPNdB. Для самолетов с массой менее 2000 кг понижение составляет 11 EPNdB с кумулятивного воспринимаемого уровня шума 270 EPNdB и применяется при сертификации с 2020 года [12]. Шум винтовых самолетов также оказывает непосредственное влияние на здоровье людей, живущих или работающих вблизи аэропортов [13, 14].

Шум пропеллера можно охарактеризовать как: гармонический шум, широкополосный шум и узкополосный случайный шум [15,16]. Гармонический шум - это периодическая составляющая, то есть он может быть представлен импульсом, который повторяется с постоянной частотой. Если идеальный винт с лопастями Z работает с постоянной скоростью вращения N, то результирующий шум проявляется как сигнал с основной частотой ZN. Период прохождения лопатки составляет 1/ZN. Обычно генерируемый импульс не является чистой синусоидой, поэтому существует много гармоник. Это дает шум на частотах, целых кратных основной частоты. Первая гармоника является основной, вторая гармоника встречается на двойной частоте и так далее. Широкополосный шум носит случайный характер и содержит компоненты на всех частотах. Частотный спектр непрерывен, хотя он может иметь «форму», потому что не все частоты имеют одинаковую амплитуду. Узкополосный случайный шум почти периодичен. Однако изучение гармоник показывает, что энергия не концентрируется на отдельных частотах, а, скорее, распределяется. В частотном спектре видны дискретные компоненты, но они расширяются, особенно на более высоких частотах. Устойчивые источники — это те, которые кажутся постоянными во времени наблюдателю относительно вращающего

ротора. Своим вращением такие источники создают периодический шум. Все искажения притока, неизменные со временем, приводят к изменениям нагрузки на лопасти, которые повторяются при каждом обороте винта. Возникающий в результате периодический шум нестационарной нагрузки возникает на гармониках частоты прохождения лопаток. Неустойчивое нагружение является важным источником встречного вращения винта. Хотя винт встречного вращения не содержит каких-либо дополнительных или уникальных источников шума, аэродинамические помехи между двумя несущими винтами вызывают значительные уровни шума нестационарной нагрузки, которые особенно значительны при низких скоростях полета, например, при взлете и посадке. При определенных условиях может происходить почти периодическая нагрузка на лопасть. Примером этого является поглощение вихря, который может генерироваться винтом на фюзеляже. Таким образом, тестирование и прогнозирование шума винта являются важными областями исследования. Первая успешная акустическая теория была развита Гутиным в 1936 году, когда он представил установившиеся аэродинамические силы на пропеллере в виде кольца акустических дипольных источников, действующих на определенном эффективном радиусе [17]. Теория Гутина, однако, ограничивалась шумом нагрузки для винтов с осевым потоком, простой геометрией, низкой концевой скоростью и отсутствием скорости движения вперед. С тех пор в акустической теории произошел значительный прогресс благодаря работе многих исследователей, снявших эти ограничения [18-20]. Подробный обзор методологии прогнозирования шума винта с подробным описанием этих достижений был опубликован несколькими авторами [21-23]. Физические механизмы генерации аэродинамического шума в лопастных машинах достаточно хорошо изучены, в частности на примере вентиляторов [24], где было отмечено, что шумовой спектр вентиляторов состоит из широкополосного шума и тональных составляющих на частотах, кратных частоте прохождения лопастей ротора (ЧСЛ).

1. Акустико-вихревой метод

Существующие в настоящее время подходы к моделированию шума лопастных машин основаны на применении уравнения Лайтхила [25]. Позднее в работах Керла [26], Флоукса-Вильямса-Хоукинса [27] была сформулирована теоретическая основа для разработки методов расчета аэродинамического шума лопастных машин на основе так называемой аэроакустической аналогии, а также применение теоремы Кирхгофа [28]. Используются также уравнения типа Блохинцева-Хоу [29] относительно энтальпии торможения в потоке. В связи с развитием возможностей использования методов вычислительной гидродинамики и акустики в настоящее время предлагаются подходы, основанные на численном моделировании нестационарного течения в лопастных машинах с использованием современных методов вычислительной гидродинамики, например, LES с последующим определением акустического излучения получает более широкое развитие [30-32]. В сочетании с аэроакустической аналогией разрабатываются и другие методы, такие как, например, RANS + LEE + SNGR [33], а также DDES [34] в сочетании с уравнением Лайтхила или Рибнера [35]. Недостаток большинства методов, приводящий к значительной погрешности моделирования до 10 дБ и более, связан с проблемой решения задачи декомпозиции - разделения акустической и вихревой (псевдозвуковой) мод в области источника колебаний. Предлагаемый метод основан на разложении вектора скорости на вихревую и акустическую моду. Это приводит к акустико-вихревому волновому уравнению и граничным условиям с использованием комплексных акустических импедансов.

1.1. Основные уравнения

Акустическая модель, описывающая изоэнтропическое невязкое течение, построена на основе декомпозиции, предложенной С. Кроу [36] и К. Артамоновым. [37].

Ключевым вопросом в исследованиях вычислительной аэроакустики является точность выявления превалирующих источников шума. Также следует отметить, что уравнение Лайтхила получено в предположении малых колебаний турбулентного потока сжимаемой среды, тогда как в лопаточных машинах пульсации давления и генерация излучаемого звука происходят в широком диапазоне волновых чисел при крупномасштабных вихревых возмущениях, которые каскадно распадаются на мелкомасштабную турбулентность [38], при этом возникает генерация акустических волн. В настоящей работе анализируются метод акустико-вихревой декомпозиции и источник акустического излучения от вихревого нестационарного движения среды. Уравнения аэроакустики выводятся в терминах параметров гидродинамического потока и, как указано в работах Доак [39] и Голдстейн [40], не могут считаться чисто звуковыми. Правые части, или источники, в этих уравнениях описывают генерацию возмущений параметров потока без выделения собственно акустической составляющей, а левые части описывают пространственно-временное распространение акустических вихревых возмущений волнового типа с учетом конвективного переноса и пространственной неоднородности скорости звука. Исходные уравнения аэроакустики линеаризованы относительно их возмущенных значений.

Скорость представляют как сумму скорости основного потока и скорости акустического движения, что приводит к волновому уравнению. Применяя разложение с представлением энтальпии в виде (угловые скобки означают, что взято среднее по времени значение выражения, заключенного в них, а штрих указывает его составляющую, пульсирующую относительно среднего значения), получаем уравнение

$$\frac{1}{c^2}\frac{d^2h'}{dt^2} - \Delta h' = f \tag{1}$$

С источниковым членом

$$f = \nabla(\mathbf{u}\nabla)\mathbf{u} - (\mathbf{u}\nabla)\nabla\mathbf{u} - \frac{1}{c^2}\frac{d^2\langle h\rangle}{dt^2} + \Delta\langle h\rangle \tag{2}$$

Такая линеаризация позволяет провести преобразование Фурье полученных уравнений и импедансных граничных условий и постановку краевой задачи.

Уравнение импульса и уравнение неразрывности для моделирования движения вихревой моды [41]

$$\frac{\partial \rho\cdot V}{\partial t} + \nabla(\rho\cdot V\times V) = -\nabla P + \nabla(\mu\cdot(\nabla V + (\nabla V)^{\tau} \tag{3}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0 \tag{4}$$

1.2. Граничные условия

Граничные условия импедансного типа и неотражающее условие на внешней границе расчетной области записываются в терминах возмущений параметров потока относительно их среднего значения в предположении, что возмущения потока вблизи границы импеданса изоэнтропийные.

2. Численное решение для пропеллера квадрокоптера

Выполнено численное решение для винта квадрокоптера диаметром 70 мм при скорости вращения 12 000 об/мин. На рис. 1 показано поле мгновенных скоростей в плоскости ротора в масштабе от нуля (синий) до 5 м/с (красный).

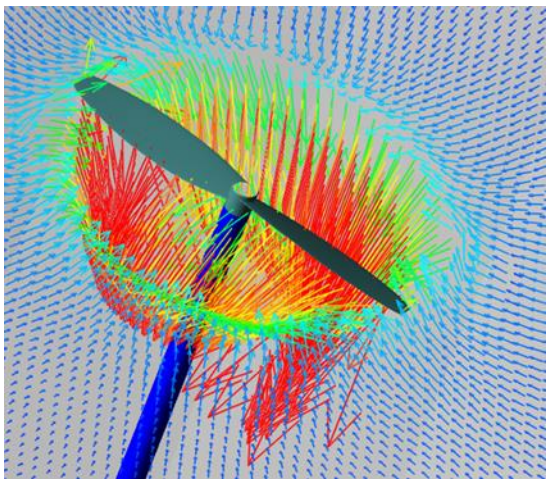


Рис. 1. Мгновенное поле скорости

На рис. 2 представлены изолинии давления и функция источника. Для представления пространственной структуры источника вводятся две изоповерхности для уровней +/- 50 000 $с^{-2}$. Положительный уровень отмечен красным, отрицательный - синим цветом. В зоне лопастей функция источника обнулена.

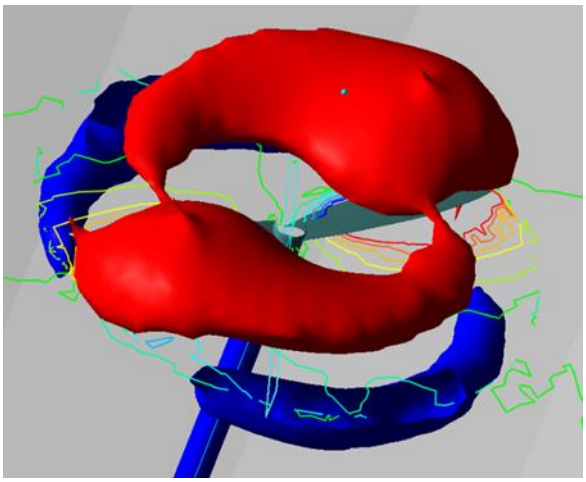


Рис. 2. Изолинии давления и функция источника

Заключение

Метод CFD-CAA, основанный на акустико-вихревой декомпозиции, находится в стадии разработки для прогнозирования акустического поля винта квадрокоптера. Метод дает явный и неявный подходы для решения акустико-вихревых уравнений излучаемого шума и граничных условий с использованием комплексного акустического импеданса. Пробные расчеты выполняются для винта квадрокоптера диаметром 70 мм с частотой вращения 10000 об/мин. Проведенными расчетами удается выявить пространственную структуру вихревого источника акустических колебаний на частоте следования лопастей винта и ее высших гармониках. Это открывает возможности дальнейших исследований по влиянию взаимодействия винтов двигательной установки квадрокоптера на излучаемый шум.

Список литературы

1. ABCNews: Whining drones bringing burritos and coffee are bitterly dividing Canberra residents https://www.abc.net.au/news/2018-11-09/noise-from-drone-delivery-service-divides-canberra-residents/10484044. Accessed: 11-03-2019.

2. BBC News: Why your pizza may never be delivered by drone https://www.bbc.com/news/business-46483178. Accessed: 11-03-2019.

3. Moshkov P.A., Samokhin V.F., Yakovlev A.A. Selection of an audibility criterion for propeller driven unmanned aerial vehicle // Russian Aeronautics. 2018. Vol. 61. No. 2. pp. 149-155. DOI: 10.3103/S1068799818020010

4. Moshkov P., Ostrikov N., Samokhin V., Valiev A. Study of Ptero-G0 UAV Noise with Level Flight Conditions // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. 2019. AIAA Paper No. 2019-2514. https://doi.org/10.2514/6.2019-2514

5. N. Kloet, S. Watkins, and R. Clothier, Acoustic signature measurement of small multi-rotor unmanned aircraft systems // International Journal of Micro Air Vehicles, Feb. 2017. – Vol. 9. – P. 3-14

6. Abhishek Kumar Sahai Consideration of aircraft noise annoyance during conceptual aircraft design (PhD thesis) June 2016 http://publications.rwth-aachen.de/record/668901. Accessed: 27-02-2020.

7. C. E. Tinney and J. Sirohi, Multirotor Drone Noise at Static Thrust // AIAA Journal, July 2018 – Vol. 56. – P. 2816-2826

8. N. Intaratep, W. N. Alexander, W. J. Devenport, S. M. Grace, and A. Dropkin, Experimental Study of Quadcopter Acoustics and Performance at Static Thrust Conditions // 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, June 2016

9. Giorgia Sinibaldi, LucaMarino, Experimental analysis on the noise of propellers for small UAV // Applied Acoustics Volume 74, Issue 1, January 2013, Pages 79-88

10. Peterson, R., Regional Turboprop Resurgence Continues; Jet Demand Shifts Upward // Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 2004. – Vol. 80. – No. 2. doi:10.1108/aeat.2008.12780baf.008

11. Ryerson, M. S., and Hansen, M. The Potential of Turboprops for Reducing Aviation Fuel Consumption // Transportation Research Part D: Transport and Environment, Vol. 15, No. 6, 2010, pp. 305–314. doi:10.1016/j.trd.2010.03.003

12. Holsclaw, C. Stage 5 Airplane Noise Standards // Federal Aviation Administration, Federal Register, Jan. 2016. – Vol. 81. – No. 1923. – Washington, D.C.

13. Franssen, E., Van Wichen, C., Nagelkerke, N., and Lebret, E. Aircraft Noise Around a Large International Airport and Its Impact on General Health and Medication Use // Occupational and Environmental Medicine, 2004. – Vol. 61. – No. 5. – P. 405-413.

14. Swift,H. A Review of the Literature Related to Potential Health Effects of Aircraft Noise // Partnership for Air Transportation Noise and Emissions Reduction, Massachusetts Inst. of Technology PARTNERCOE-2010-003, Cambridge, MA, July 2010.

15. Ivan Djurek, Antonio Petosic, Sanja Grubesa and Mia Suhanek Analysis of a Quadcopter's Acoustic Signature in Different Flight Regimes // IEEE Access Volume 8 2020, pp. 10662-10670

16. Magliozzi, B., Hanson, D. B., and Amiet, R. K. Propeller and Propfan Noise // Aeroacoustics of Flight Vehicles: Theory and Practice, edited by H. H. Hubbard, Vol. 1, NASA Reference Publ. 1258, Hampton, VA, 1991, pp. 1–64.

17. Gutin, L. On the Sound Field of a Rotating Propeller // NACA TM-1195, Oct. 1948.

18. Deming, A. F. Noise from Propellers with Symmetrical Sections at Zero Blade Angle II // NACA TN-679, Dec. 1938.

19. Hanson, D. B. Helicoidal Surface Theory for Harmonic Noise of Propellers in the Far Field // AIAA Journal, Vol. 18, No. 10, 1980, pp. 1213–1220. doi:10.2514/3.50873

20. Hanson, D. B. Sound from a Propeller at Angle of Attack: A New Theoretical Viewpoint // Proceedings: Mathematical and Physical Sciences, Vol. 449, No. 1936, 1995, pp. 315–328.

21. Morfey, C. L. Rotating Blades and Aerodynamic Sound // Journal of Sound and Vibration, Vol. 28, No. 3, 1973, pp. 587–617. doi:10.1016/S0022-460X(73)80041-0

22. Magliozzi, B., Metzger, F. B., Baush, W., and King, R. J. A Comprehensive Review of Helicopter Noise Literature // Federal Aviation Administration Rept. FAA-RD-75-79, June 1975.

23. Farassat, F., and Succi, G. P. A Review of Propeller Discrete Frequency Noise Prediction Technology with Emphasis on Two Current Methods for Time Domain Calculations // Journal of Sound and Vibration, Vol. 71, No. 3, 1980, pp. 399–419.doi:10.1016/0022-460X(80)90422-8

24. A. Guédel Acoustique des ventilateurs. CETIAT. PYC LIVRES, 1999

25. M.J. Lighthill 1952 Proceedings of the Royal Society, London A 211, 564-587. On sound generated aerodynamically. Part I. General Theory

26. N. Curle The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. Proc. Royal Soc. A 231, p.505-514, 1955

27. Fowcs Williams, J. E., and Hawkings, D. L. Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion // Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A: Mathematical and Physical Sciences, Vol. 264, No. 1151, 1969, pp. 321–342. doi:10.1098/rsta.1969.0031

28. F. Farassat and M.K. Myers 1988 Journal of Sound and Vibration 123, 451-461. Extension of Kirchhhoff's formula to radiation from moving surfaces.

29. Howe M. S. Contribution to the theory of aerodynamic sound, with application to excess jet noise and the theory of the flute // J. Fluid Mech.– 1975. – 71, № 4.– P. 625–673.

30. S. Caro, S. Moreau Comparaison d'une technique 2D de type Sears avec un calcul instationnaire direct pour le calcul du bruit de raies d'un ventilateur. Bruit des ventilateurs à basse vitesse. Actes du colloque tenu à l'Ecole Centrale de Lyon les 8 et 9 novembre 2001

31. S. Caro, R. Sandboge, J. Iyer, Y. Nishio Presentation of a CAA formulation based on Lighthill's analogy for fan noise. Proceedings of 3rd International symposium on Fan Noise 2007. Lyon, France, 19-21 September, 2007

32. Robert Sandboge, Karl Washburn and Chris Peak Validation of a CAA Formulation Based on Lighthill's Analogy for a Cooling Fan and Mower Blade Noise. Proceedings of 3rd International symposium on Fan Noise 2007, Lyon, France, 19-21 September, 2007

33. Zhu Y.J., Ou Y.H., Tian J. Experimental and Numerical Investigation on Noise of Rotor Blade Passing Outlet Grille. NCEJ 2008

34. De Reboul Silouane, Zerbib Nicolas, Heather Andrew Use OpenFOAM coupled with Finite and Boundary Element Formulations for Computational Aero-Acoustics for Ducted Obstacles. Inter Noise 2019

35. Ribner, H.S., The Generation of Sound by Turbulent Jets, Advances in Applied Mechanics, 1964, Volume 8, pages 103-182.

36. Crow S.C. Aerodynamic Sound Emission as a Singular Perturbation Problem // Studies in Applied Mathematics, 1970, vol. XLIX, No.1

37. Artamonov K.I. Thermohydroacoustic Stability. M.: Mechanical Engineering, 1982, 261 p. [in Russian]

38. Колмогоров А.Н. Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости. Изв. АН СССР, сер. физ.,6, №1-2,56-58, 192.

39. Doak P. E. Fluctuating total enthalpy as the basic generalized acoustic field // Theor. Comp. Fluid Dyn.– 10.– 1998.– P. 115–133.

40. Goldstein M.E. Aeroacoustics: Transl. from English. M.: Mechanical Engineering, 1981, 295 p.

41. FlowVision. User's guide. Version 3.10.02.

УДК 628.517
OECD 1.03.AA

Результаты исследований пластинчатого глушителя шума с объёмными элементами для газовоздушных каналов

Чугунков Д.В.[1*], Журавлев Е.А.[2], Сейфельмлюкова Г.А.[3]
[1]К.т.н., доцент, Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
[2]Младший научный сотрудник, Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия
[3]Научный сотрудник, Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

Аннотация

В настоящее время в крупных мегаполисах России, особенно в городах Москве и Санкт-Петербурге, ведётся активная застройка новыми высокоэтажными жилыми комплексами. Очень часто строительство осуществляется в непосредственной близости от тепловых электрических станций (ТЭС), районных и квартальных тепловых станций (РТС и КТС), что обуславливает необходимость сокращения санитарно-защитных зон данных энергетических объектов с проведением высокоэффективных мер по шумоглушению энергетического оборудования. Одним из основных источников шума на энергетических объектах являются устья дымовых труб энергетических и водогрейных котлов, от которых распространяется шум, создаваемый процессами горения топлива в топках котлов и работой тягодутьевых машин. В ряде случаев добиться высоких значений требуемого снижения шума в газовых трактах котлов с помощью типовых конструкций диссипативных глушителей шума затруднительно или невозможно. В данной работе рассмотрены результаты исследований и внедрения предложенной авторами конструкции пластинчатого глушителя шума с объёмными элементами, отличающегося повышенной акустической эффективностью с умеренным аэродинамическим сопротивлением.

Ключевые слова: глушитель шума, высокая эффективность, аэродинамическое сопротивление, котлы, газовые тракты, энергетика.

Research results of a plate silencer with volumetric elements for gas-air ducts

Chugunkov D.V.[1], Juravlev E.A.[2], Seyfelmlyukova G.A.[3]*
[1]Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, National Research University 'Moscow Power Engineering Institute', Moscow, Russia
[2]Junior Research Scientist, National Research University 'Moscow Power Engineering Institute', Moscow, Russia
[3]Research Scientist, National Research University 'Moscow Power Engineering Institute', Moscow, Russia

Abstract

Currently, in large metropolitan areas of Russia, especially in the cities of Moscow and St. Petersburg, active development of new high-rise residential complexes is underway. Very often, construction is carried out in the immediate vicinity of thermal power plants (TPPs), district and quarterly thermal stations, which necessitates the reduction of the sanitary protection zones of these energy facilities with the implementation of highly effective measures for noise suppression of power equipment. One of the main sources of noise at power facilities is the chimney mouths of power and hot water boilers, from which the noise generated by the combustion of fuel in the boiler furnaces and the operation of draft machines is spreading. In some cases, it is difficult or impossible to achieve high values of the required noise reduction in gas ducts of boilers using standard designs of dissipative

[*]*Автор корреспондент: chugunkovdv@mpei.ru (Чугунков Д.В.)*

silencers. This paper discusses the results of research and implementation of the proposed by the authors of the design of a plate silencer with volumetric elements, characterized by increased acoustic efficiency with moderate aerodynamic resistance.

Key words: *silencer, high efficiency, aerodynamic resistance, boilers, gas ducts, power.*

Введение

Для энергетических объектов, снабжающих потребителей теплом и электроэнергией, в условиях приближающейся жилой застройки актуальной задачей является применение высокоэффективных мер по шумоглушению. Особенно остро эта задача стоит для наиболее интенсивных постоянных источников шума – устий дымовых труб, обеспечивающих самотягой или дополнительно с помощью дымососов эвакуацию дымовых газов от энергетических и водогрейных котлов. Наиболее распространенным мероприятием по снижению шума от данного источника шума является установка в газовых трактах за котлами или дымовой трубе диссипативных глушителей шума пластинчатого типа.

При расположении жилой застройки в непосредственной близости от устий дымовых труб, особенно для верхних этажей домов, для обеспечения соблюдения санитарных норм требуется высокоэффективное снижение шума в газовых трактах, которое с помощью типовых конструкций пластинчатых глушителей шума в ряде случаев достаточно затруднительно добиться или невозможно без ухудшения эксплуатационных характеристик энергетического оборудования – снижения теплопроизводительности котлов. В связи с этим, разработка решений по повышению акустической эффективности диссипативных глушителей шума газовых трактов носит приоритетный характер.

1. Выбор направления исследований по повышению акустической эффективности диссипативных глушителей шума

Известно, что акустическая эффективность диссипативных глушителей шума возрастает с увеличением их длины и с уменьшением проходного сечения [1, 2]. Однако, указанные характеристики ограничены не только допустимым аэродинамическим сопротивлением, но и наличием прямолинейного участка канала достаточной длины, в который возможно установить данный глушитель шума.

Наиболее простым решением, при котором достигается требуемая высокая акустическая эффективность и умеренное аэродинамическое сопротивление, является установка глушителей шума в расширяющемся коробе, но данное решение, как правило, реализуется при строительстве нового энергетического объекта, а в условиях существующей компоновки применение данного решения связано с увеличением капитальных затрат на изготовление глушителей шума и необходимости усиления опор и фундаментов газовых трактов для восприятия увеличенной нагрузки. Кроме этого, в некоторых случаях из-за стеснённого расположения оборудования и трассировки газовых трактов установка расширяющихся коробов для глушителей шума не может быть реализована.

Возможным решением для повышения акустической эффективности пластинчатых глушителей шума является переход пластин с плоской поверхностью к пластинам с поверхностью из объёмных элементов. В этом случае возникает дополнительное снижение за счёт явления дифракции, а положение и величина максимума частотной характеристика коэффициента звукопоглощения будет определяться размерами и формой объёмного элемента, а также импедансом поверхности объёмного элемента [3].

Размеры и формы объёмного элемента характеризуются параметром kr, где r – характерный размер элемента (радиус сферы, сторона куба, приведенная сторона конуса и т.п.), k – волновое число.

На рис.1 приведены значения среднего условного коэффициента звукопоглощения для октавных полос со среднегеометрическими частотами 63-8000 Гц [3] в зависимости от kr и r.

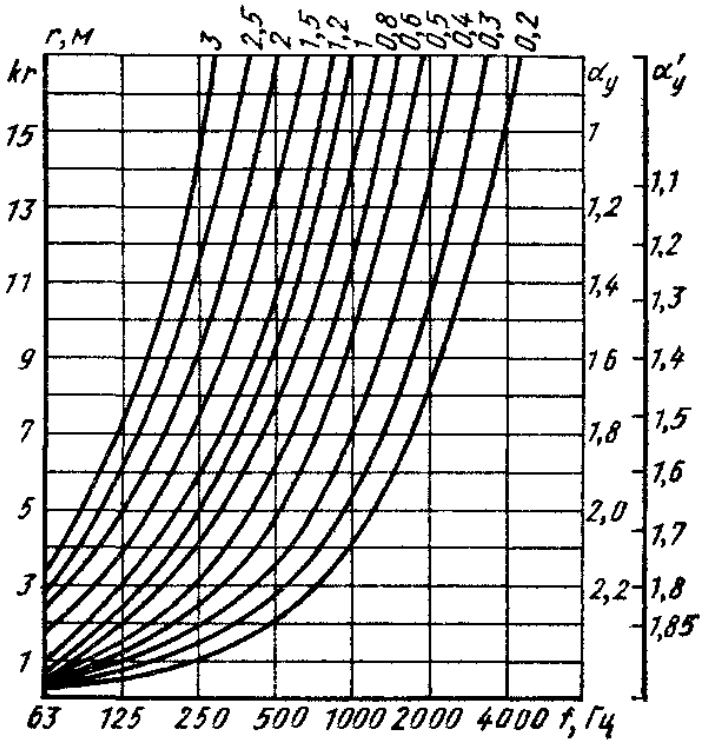


Рис. 1. Номограмма для определения диффузного коэффициента звукопоглощения объёмного элемента (α_y – для сферической формы и α_y' – для других форм элементов)

2. Исследования вносимых потерь пластинчатыми глушителями шума с объёмными элементами

В качестве объектов исследований авторами было предложено несколько вариантов пластин с формой поверхности из объёмных элементов, образованных полуцилиндрическими и призматическими вогнутостями (рис.2).

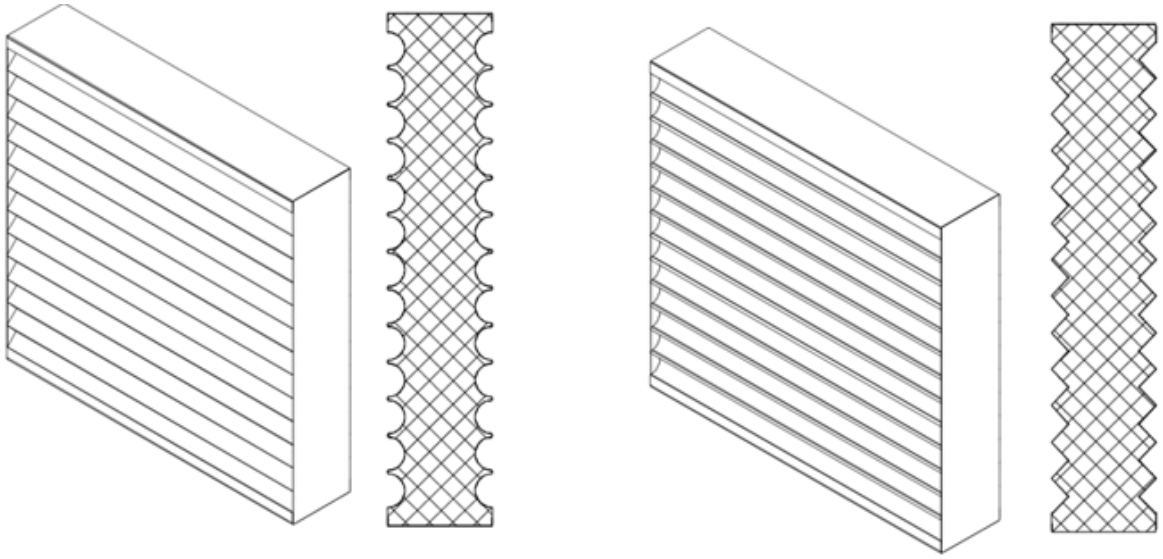
Для диссипативных пластинчатых глушителей шума затухание звука может быть определено по формуле А.И. Белова, дБ [1]:

$$\Delta L = 4{,}34 \cdot \alpha' \frac{l}{D_Г}, \qquad (1)$$

где l – длина глушителя шума, м; $D_Г$ – гидравлический диаметр ячейки между средними пластинами, м, α' – эквивалентный коэффициент звукопоглощения.

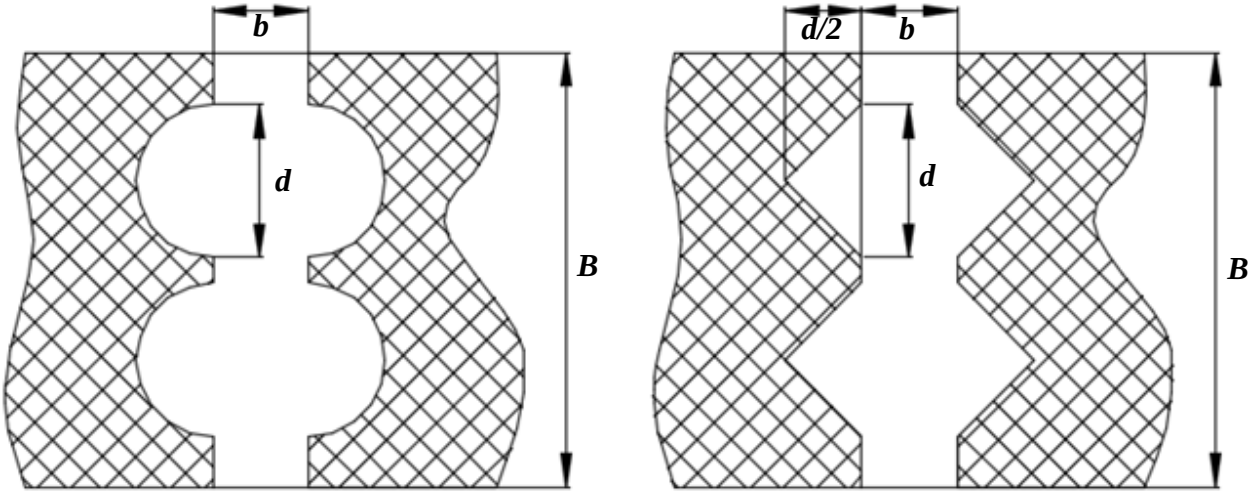
Если условно принять $\alpha' = const$, то из анализа формулы (1) видно, что затухание звука будет тем больше, чем меньше значения $D_Г$.

На рис.3. приведена схема предложенных вариантов пластин с объёмными элементами, согласно которым получены зависимости для определения гидравлического диаметра ячейки между средними пластинами.



а) *б)*

Рис. 2. Пластины глушителя шума с поверхностями из объёмных элементов, образованных *а* – полуцилиндрическими вогнутостями, *б* – призматическими вогнутостями



а) *б)*

Рис. 3. Схема ячейки глушителя шума с поверхностями из объёмных элементов, образованных *а* – полуцилиндрическими вогнутостями, *б* – призматическими вогнутостями

Гидравлический диаметр для варианта на рис.3 *а)*:

$$D_{Г_ц} = \frac{2 \cdot B \cdot b + \frac{\pi \cdot d^2 \cdot n}{2}}{B + b + 0{,}57 \cdot d \cdot n}, \qquad (2)$$

где n – количество вогнутостей по длине B.

Гидравлический диаметр для варианта на рис.3 *б)*:

$$D_{Г_n} = \frac{2 \cdot B \cdot b + d^2 \cdot n}{B + b + 0{,}41 \cdot d \cdot n}, \quad (3)$$

Согласно проведенным расчётам для пластин с объёмными элементами при d = 20–60 мм для рис.3 *а)* наименьший гидравлический диаметр по сравнению с рис.3 *б)* достигается при b>140 мм.

Основываясь на опыте практического применения пластинчатых глушителей шума, для дальнейшего создания опытных образцов и их натурных испытаний были определены пластины с поверхностями из объёмных элементов, образованных полуцилиндрическими вогнутостями с d = 60 мм (рис.4).

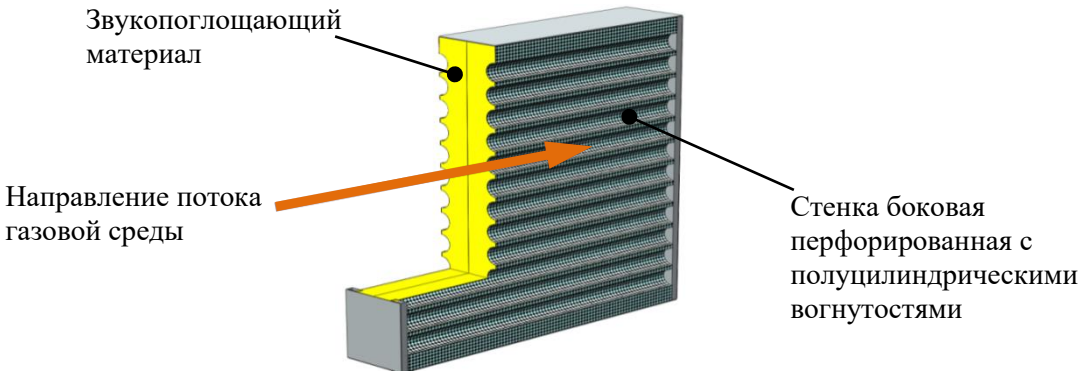


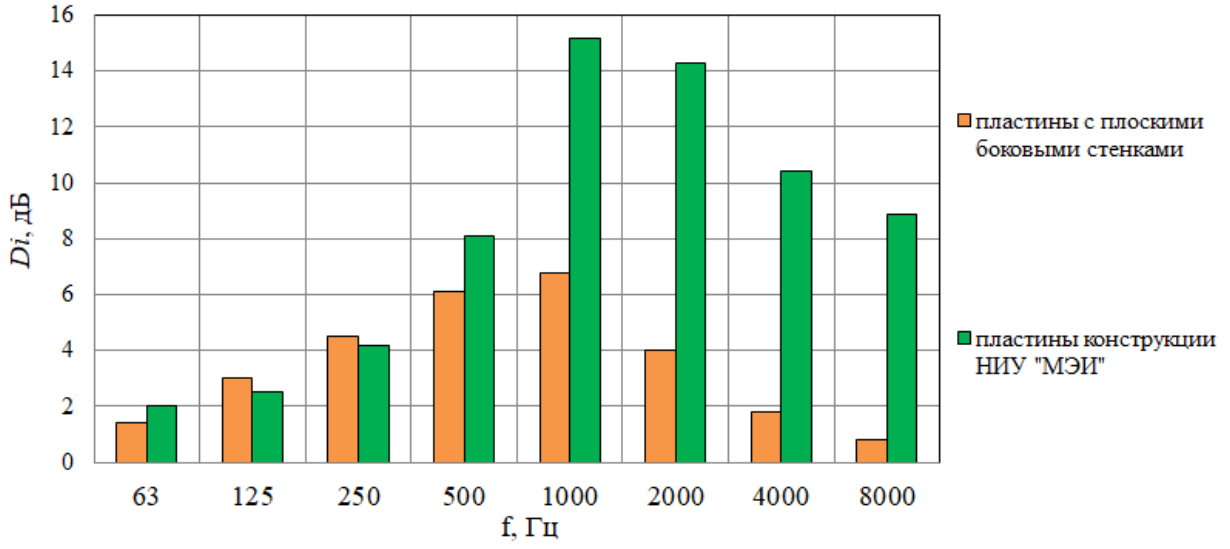
Рис. 4. Пластины НИУ «МЭИ» с поверхностями из объёмных элементов, образованных полуцилиндрическими вогнутостями

Для проведения натурных испытаний на опытном заводе МЭИ (ОПЗ МЭИ) были изготовлены опытные образцы пластин конструкции НИУ «МЭИ» [4] и согласно требованиям [5] подготовлен экспериментальный стенд. Длина опытных образцов пластин составляла 1000 мм, габаритная толщина – 200 мм. Внутри пластин был уложен звукопоглощающий материал из минеральной ваты на основе базальтового волокна плотностью 40 кг/м^3 в оболочке из стеклоткани, коэффициент перфорации боковых стенок с полуцилиндрическими вогнутостями составлял 40 %.

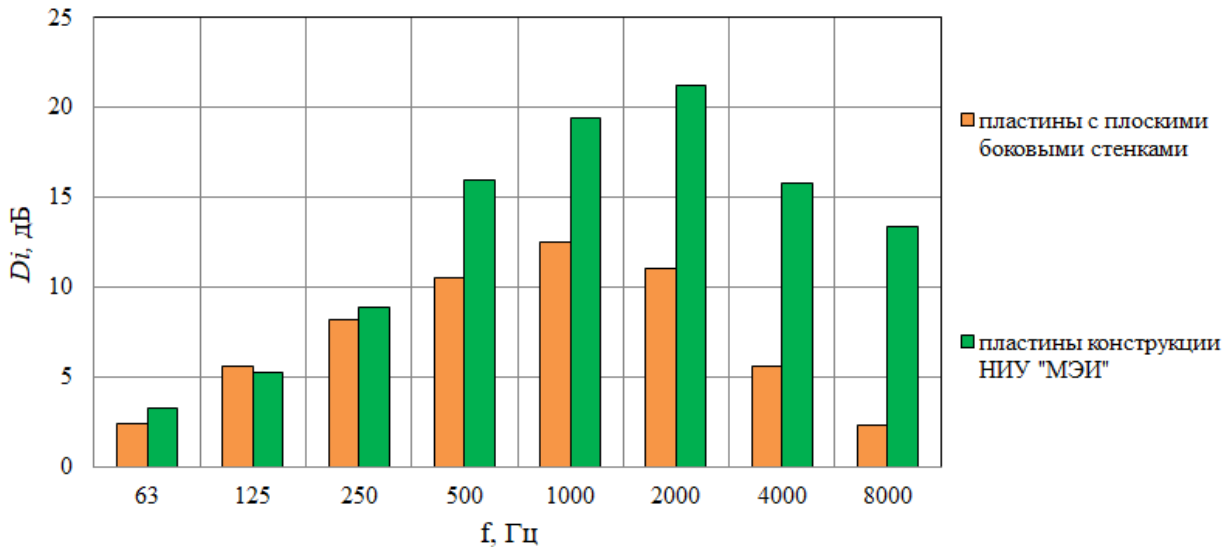
В состав основного испытательного оборудования входил двухканальный анализатор сигналов LDViRTe 3000 + (LD3000+), использовавшийся в качестве генератора шума, излучатель шума, представляющий собой активную акустическую колонку, анализатор шума Ассистент SIU (анализатор шума), которым проводились измерения.

Испытания опытных образцов в соответствии с [5] проводились при различных расстояниях между пластинами. Результаты проведенных испытаний вносимых потерь *Di* [6] исследуемых образцов в сравнении с пластинами аналогичной длины и толщины с плоской поверхностью, состоящими из супертонкого базальтового волокна плотностью 25 кг/м^3 в оболочке из стеклоткани и перфорированного металлического листа [1], приведены на рис.5.

Анализ полученных результатов показал, что вносимые потери глушителей шума из пластин конструкции НИУ «МЭИ» в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 500-8000 Гц существенно превышают вносимые потери глушителя шума с пластинами, имеющими плоские боковые стенки. В октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63-250 Гц полученные результаты испытаний с данными [1] не имеют значительных отличий.



а)



б)

Рис. 5. Сравнение вносимых потерь глушителями шума с различными конструкциями пластин длиной 1000 мм и толщиной 200 мм: *а* – расстояние между пластинами 400 мм; *б* – расстояние между пластинами 200 мм

3. Результаты внедрения разработанных пластин с поверхностью из объёмных элементов

Для уменьшения шумового воздействия на окружающий жилой район от устьев дымовых труб на теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) авторами был разработан проект, к которому предъявлялись жесткие требования по высокоэффективному снижению шума при сохранении номинальной теплопроизводительности котлов ТГМП-314, которая обуславливалась отсутствием внесения дополнительного гидравлического сопротивления разрабатываемых мер по шумоглушению.

С этой целью в проекте было предусмотрено решение по установке системы шумоглушения газовых трактов за дымососами котлов ТГМП-314 (рис.6), которая включала установку на прямолинейном участке пластинчатого глушителя шума,

облицовку звукопоглощающим материалом поворота газового тракта и установку направляющих лопаток из вальцованных металлических листов для улучшения аэродинамических характеристик поворота газовых трактов с целью компенсации вносимых потерь давления пластинчатым глушителем шума. Направляющие лопатки не вносят вклад в снижение шума системой шумоглушения.

Проведенные расчёты различных вариантов глушителей шума с плоскими поверхностями пластин показали, что добиться требуемого снижения шума без внесения существенного дополнительного аэродинамического сопротивления не представляется возможным, поэтому для решения поставленной задачи, основываясь на результатах проведенных исследований и испытаний, в проект был включен глушитель шума с пластинами конструкции НИУ «МЭИ» (длина пластин 4000 мм, расстояние между пластинами 371 мм, количество пластин – 7 шт.), а также звукопоглощающая облицовка поворота габаритной толщиной 100 мм, составленная из кассет с объёмными элементами, образованными полуцилиндрическими вогнутостями [4].

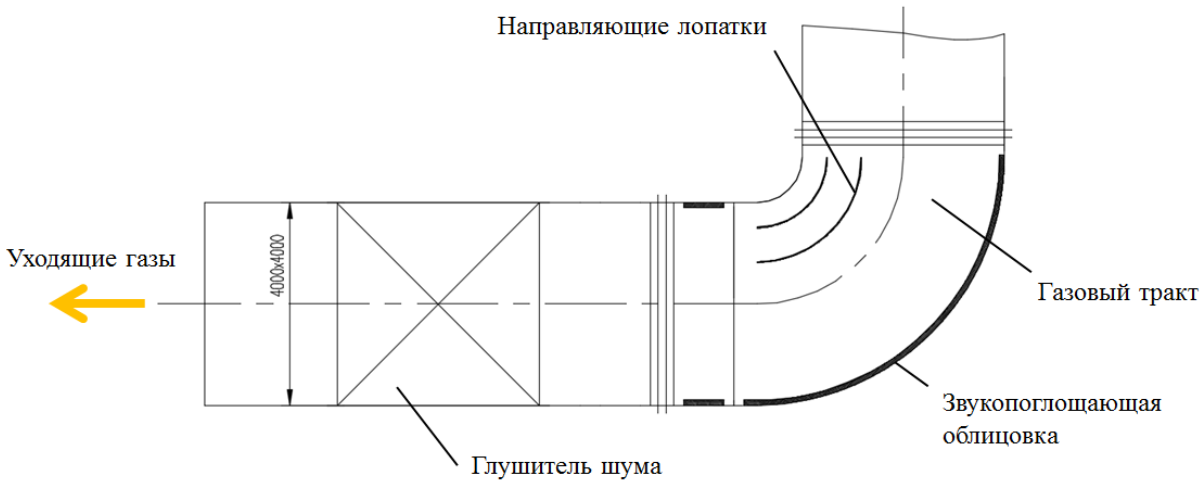


Рис. 6. Схема системы шумоглушения газовых трактов за дымососами котлов ТГМП-314

Реализация проекта была осуществлена в 2019 г. на одном из котлов ТГМП-314 ТЭЦ, по результатам которого в две нитки газовых трактов была установлена разработанная система шумоглушения (рис.7).

Оценка снижения уровней шума по результатам реализации проекта фиксировалось в контрольной точке, расположенной в 1 м от среза газоотводящего ствола дымовой трубы высотой 250 м.

По результатам испытаний установленная система шумоглушения обеспечила требуемое снижение уровня шума (рис.8.) без уменьшения теплопроизводительности котла ТГМП-314, что подтверждено актом о внедрении результатов в производство и принято решение по реализации проекта на других котлах ТГМП-314 ТЭЦ.

Следует отметить, что в действительности снижение шума внедренной системой шумоглушения имеет бóльшие значения, особенно на средних и высоких среднегеометрических частотах, поскольку на полученные результаты измерений в контрольной точке после установки системы шумоглушения существенное влияние оказывал акустический фон, создаваемый порывами ветра на высоте 250 м и работой соседней дымовой трубы.

а) *б)*

Рис. 7. Система шумоглушения газовых трактов котла ТГМП-314, *а* – глушитель шума с пластинами конструкции НИУ «МЭИ», *б* – направляющие лопатки и звукопоглощающая облицовка с объёмными элементами

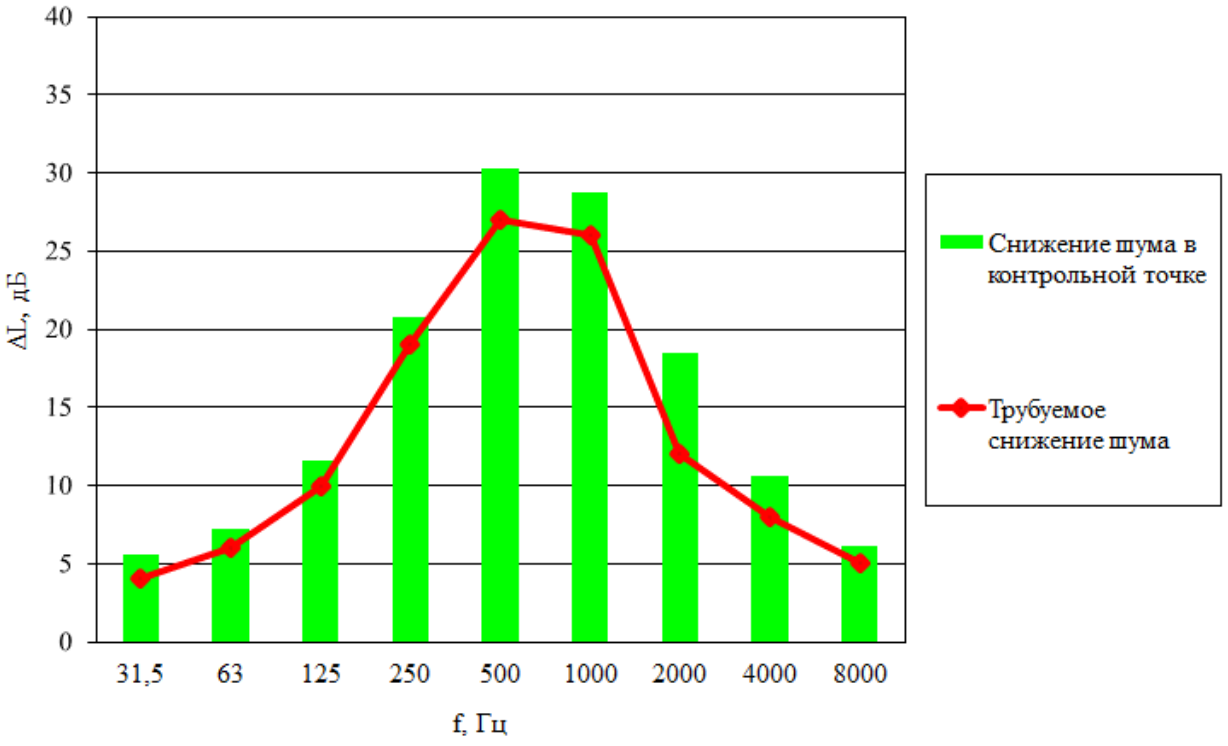


Рис. 8. Результаты испытаний системы шумоглушения

Заключение

Для энергетических объектов, снабжающих потребителей теплом и электроэнергией, в условиях приближающейся жилой застройки актуальной задачей является применение высокоэффективных мер по шумоглушению.

Наиболее распространенным мероприятием по снижению шума в газовоздушных каналах на энергетических объектах является установка диссипативных глушителей шума пластинчатого типа.

Возможным решением для повышения акустической эффективности пластинчатых глушителей шума является переход пластин с плоской поверхностью к пластинам с поверхностью из объёмных элементов.

Основываясь на опыте практического применения пластинчатых глушителей шума авторами предложены пластины с поверхностями из объёмных элементов (пластины конструкции НИУ «МЭИ). Проведенные испытания опытных образцов глушителей шума из пластин конструкции НИУ «МЭИ» показали, что вносимые потери в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 500-8000 Гц существенно превышают затухание звука глушителями шума с пластинами, имеющими плоские боковые стенки.

Пластины конструкции НИУ «МЭИ» успешно внедрены в составе системы шумоглушения газовых трактов котла ТГМП-314 и обеспечили требуемое снижение шума без уменьшения теплопроизводительности котла, что подтверждено актом о внедрении результатов в производство и принято решение по реализации проекта на других котлах ТГМП-314 ТЭЦ.

Список литературы

1. Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. – Л.: Энергия, 1980. – 120 с. - Текст: непосредственный.

2. Руководство по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок / НИИ строит. физики Госстроя СССР, Гос. проект. ин-т Сантехпроект Госстроя СССР. – М.: Стройиздат, 1982. – 87 с. - Текст: непосредственный.

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

4. **Патент N 187890 Российская Федерация, МПК F01N 1/10/.** Кассета звукопоглощающая для глушителей шума газо-воздушных трактов: N 2018104856 : заявл. 08.02.2018 : опубликовано 21.03.2019 / Чугунков Д.В., Сейфельмлюкова Г.А., Журавлев Е.А., Фоменко К.С., Скурихина А.Д., Богданова А.Е. ; заявитель ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ». - 9 с. : ил. - Текст : непосредственный.

5. ГОСТ 28100-89. (ИСО 7235:2003) Акустика. Измерения лабораторные для заглушающих устройств, устанавливаемых в воздуховодах, и воздухораспределительного оборудования. Вносимые потери, потоковый шум и падение полного давления. - Текст : непосредственный.

6. ГОСТ 31328-2006 (ИСО 14163:1998) Шум. Руководство по снижению шума глушителями. - Текст: непосредственный.

УДК 519.633.2
OECD01.01.UR

Особенности расчета структурного шума в помещениях жилых и общественных зданий с использованием среды BlackBox

Мондрус В.Л.[1], Сизов Д.К.[2*]
[1]Д.т.н., профессор, Национальный Исследовательский Московский Государственный Строительный Университет, г. Москва, Россия
[2]К.т.н., начальник отдела виброизмерений и проектирования виброзащиты, ООО «ВИБРОСЕЙСМОЗАЩИТА», г. Москва, Россия

Аннотация

Статья содержит в себе обзор решения задачи расчета структурного шума (максимальных уровней) в помещении с заданными геометрическими и физическими характеристика стен и перекрытий. Определение параметров структурного шума производится с использованием готовых расчетных формул, приведенных в нормативных документах. Особенностью излагаемого подхода является применение компилирующей среды с пошаговой компиляцией модулей BlackBox, которая, в свою очередь, является средой программирования, основанной на языке ObjectPascal. В качестве результатов приводятся примеры разработанного главного окна программы с текущими результатами расчета, а также укрупненная блок-схема программного продукта. Текст статьи содержит анализ возможности использования компилирующей среды для быстрой разработки расчетных программ с графическим интерфейсом

Ключевые слова: Структурный шум, максимальный уровень шума, Объектный Паскаль.

Features of calculating structure-borne noise in residential and public buildings using the BlackBox environment

Mondrus V.L.[1], Sizov D.K.[2]*
[1]Doctor of Engineering Sciences, Professor, National Research Moscow State Construction University, Moscow, Russia
[2]Candidate Doctor of Engineering Sciences, Head of the Department of Vibration Measurements and Vibration Protection Design, Limited Liability Company 'VIBROSEISMOSPROTECTION', Moscow, Russia

Abstract

The article contains an overview of the solution to the problem of calculating structure-borne noise (maximum levels) in a room with specified geometric and physical characteristics of walls and floors. Determination of structure-borne noise parameters is carried out using ready-made calculation formulas given in regulatory documents. A feature of the approach described is the use of a compiling environment with step-by-step compilation of Black Box modules, which, in turn, is a programming environment based on the Object Pascal language. The results are examples of the developed main window of the program with the current results of the calculation, as well as an enlarged block diagram of the software product. The text of the article contains an analysis of the possibility of using a compiling environment for the rapid development of computational programs with a graphical interface

Key words: *Structure-borne noise, maximum and equivalent noise levels, Object Pascal.*

[*]*Автор корреспондент: newfff@mail.ru (Сизов Д.К.)*

Введение

Одним из компилируемых языков программирования высокого уровня является язык программирования Паскаль. Большинство школьников, а также и студентов первых курсов начинают свои первые шаги в программировании именно с изучения основ алгоритмизации на этом языке. Появление этого языка произошло в конце 1960-х годов прошлого века, что безусловно, отражено в его дизайне и выразительных возможностях. Изобретателем данного языка является Никлаус Вирт, разработавший язык с целью обучения программированию. Однако, пройдя через практику многолетнего использования, получив массу новых диалектов и языков-последователей, а также целую армию поклонников, он трансформировался в более современное творение Никлауса Вирта-язык Оберон, который, в целом, унаследовал фамильные черты своего предка, но также включил в себя новые свойства и особенности, что сделало его более приспособленным языком для решения ряда инженерных задач. Возможности Оберона и разработанной на его основе системы BlackBox позволяют разрабатывать полнофункциональные приложения с графическим интерфейсом пользователя, ориентированные на применение в операционной системе Windows. Важность создания полноценного самостоятельно работающего оконного приложения явно ощущается при многократном выполнении серии расчетов уровней структурного шума (максимальных уровней), возникающего внутри помещений от вибрации стен и перекрытий (структурного шума внутри помещений). Безусловно, выполнение данных расчетов возможно и с использованием других-интерпретирующих сред, однако легкость создания оконных приложений, присущая среде BlackBox позволяет рассматривать процесс создания откомпилированного приложения с той же простотой, как и создание расчетных скриптов в иных современных расчетных средах.

В статье описывается применение среды BlackBox для создания расчетного модуля с простейшим графическим интерфейсом пользователя, основанного на обработке событий операционной системы, но без явного использования оконных функций.

1. Постановка задачи

Как известно, при воздействии вибрации на конструкции фундаментов здания со стороны движущегося транспорта, либо работы технологического оборудования, возникают колебания ограждающих конструкций отдельных помещений здания (стен, перегородок, перекрытий, стеклянных витражей и т.д.), которые в свою очередь, способствуют формированию в помещениях так называемого структурного шума (гула), который может стать причиной нарушения действующих Санитарных Норм по уровням шума в помещениях. Одним из нормируемых параметров шума в помещении является максимальный уровень звука. Вычисление второго нормируемого параметра-эквивалентного уровня звука не рассматривается в данной статье.

Безусловно, исследование данной задачи может происходить с точки зрения решения краевой задачи [1, 2], но, в этом случае возникают сложности с заданием граничных условий, точному удовлетворению которых необходимо уделять особое внимание при решении задач с применением метода конечных разностей. Существующие в настоящее время коммерческие продукты (Ansys, COMSOL Multiphysics и ряд других), реализующие метод конечных элементов требуют для оценки шумовой обстановки в помещении проводить конечно-элементное моделирование конструкций зданий в целом с учетом действительного расположения всех конструктивных элементов и элементов отделки, что, в ряде случаев, при большом числе исследуемых зданий, является неприемлемым с точки зрения временных затрат и ненужным с практической точки зрения. В большинстве случаев точное положение, наиболее опасное с точки зрения

формируемого в помещении акустического поля расположения источников вибрации, заранее неизвестно и на его поиск может уйти значительное время.

В этом случае на помощь приходит ряд методик инженерного характера, в частности, методика, изложенная в СП 441.1325800.2019, основанная на передаточных функциях.

В соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562 (Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы) и СанПиН 2.2.4.3359 (Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах) в качестве нормируемых параметров непостоянного структурного шума, создаваемого поездами железнодорожных линий и метрополитена в помещениях жилых и общественных зданий и на рабочих местах общественных зданий, принимается эквивалентный по энергии и максимальный уровни звука в дБА. Предельно допустимые уровни структурного шума следует принимать по соответствующим таблицам нормативных документов в соответствии с функциональным назначением помещений. Как уже указывалось ранее, статья посвящена исключительно проблеме оценке максимальных уровней звука.

В частности, согласно действующим СП 441.1325800.2019 (Защита зданий от вибрации, создаваемой железнодорожным транспортом), для расчета уровней структурного шума выбирают некоторые характерные помещения, в список которых, в обязательном порядке входят помещения самого большого, самого малого и промежуточного объемов; расчет проводят в предположении, что оконные и дверные проемы отсутствуют, а перекрытия, межквартирные и межкомнатные перегородки, а также внешние стены не облицованы звукопоглощающими элементами.

Уровни вибраций стен и перекрытий принимают по результатам расчетной оценки вертикальной вибрации, а уровни вибрации стен и перегородок--по результатам аналогичной оценки уровней горизонтальной вибрации. Следует отметить, что любой современный прибор (акселерометр, велосиметр) позволяет чаще всего фиксировать уровни виброускорений сразу по нескольким отдельным каналам, что позволяет получить натурные значения уровней вибрации грунта в трех направлениях, а далее, уже, следуя методике, изложенной в СП 441.1325800.2019, основанной на применении передаточных функций, получить прогнозируемые уровни вибрации стен и перекрытий проектируемого, здания. Рассматриваемая в статье модель подразумевает выделение прямоугольного в плане помещения с постоянной высотой. Принципиальная схема такого характерного помещения приводится на Рис. 1.

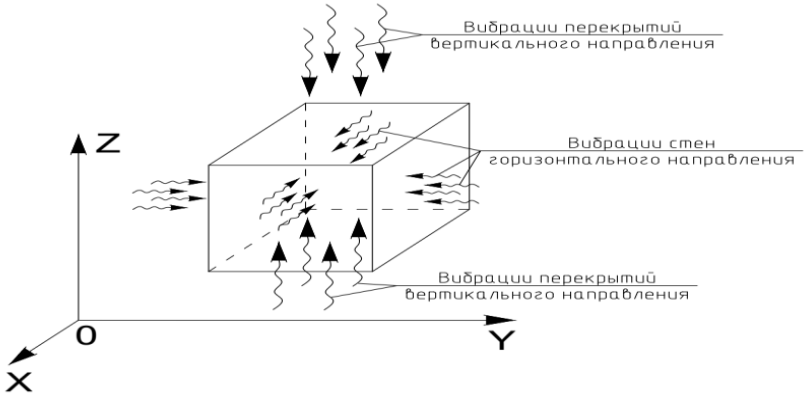


Рис. 1. Модель характерного помещения

Уровень звукового давления в помещении, излучаемый каждой граничной поверхностью (стеной, перегородкой, перекрытием) может быть определен по известной зависимости, приведенной в СП 441.1325800:

$$L = [L_V] + 10\lg\left(\frac{sF}{B}\right), \quad (1)$$

где s – коэффициент излучения ограждения; F – площадь ограждения; B – акустическая постоянная; [Lv] – средний уровень виброскорости.

Суммарный общий уровень звукового давления в помещении определяется энергетической суммой уровней, излучаемых отдельными ограждающими конструкциями (стенами и перекрытиями).

Как показали многочисленные натурные измерения уровней вибрации и шума в помещениях зданий, расположенных в непосредственной близости от рельсового транспорта, наибольший вклад в общий уровень звукового давления вносят вибрации в октавных полосах 31.5, 63, 125 и 250 Гц. Уровни вибрации в октавной полосе 16 Гц обычно значительно менее выражены, чем вибрации в октавной полосе 31,5 Гц, особенно для линий метрополитена. Вибрации в октавной полосе 16 Гц могут значительно влиять на общий суммарный уровень звукового давления лишь для достаточно низкочастотных источников, в частности, при рассмотрении вибраций от железных дорог с преобладающим движением товарных поездов.

2. Реализация алгоритма расчета структурного шума в «характерном помещении» с использованием среды BlackBox

При выполнении множественных серий расчетов зданий, расположенных вдоль линий метрополитена, либо линий железных дорог остро встает проблема наличия удобного расчетного приложения, позволяющего выполнять серии расчетов в рамках действующих нормативных документов, то есть по инженерной методике. Реализация такого приложения возможна в среде программирования BlackBox, которая обладает рядом уникальных свойств, одним из которых являются простота реализации и общая открытость приложения, доступность основных библиотек системы в виде исходного кода для изучения и повторного применения.

Одной из ключевых особенностей системы BlackBox является постепенность создания приложения: на первом этапе создаются расчетные модули, которые непосредственно выполняют вычисления, после создания и компиляции которых в машинный код они становятся частью системы BlackBox, как бы расширяя ее; на втором этапе создается интерфейсный модуль связи, который позволяет осуществлять взаимодействие элементов графического интерфейса пользователя с подпрограммами, скрытыми в расчетном модуле, данный модуль также может быть независимо откомпилирован и становится частью системы; на третьем этапе формируется сам файл, содержащий элементы графического интерфейса. Формирование файлов графического интерфейса в ряде случаев может быть осуществлено и без непосредственного участия пользователя, то есть посредством встроенных процедур анализа исходного кода интерфейсного модуля. Один и тот же машинный код, созданный на первом и втором этапах разработки приложения, может вызываться из различных элементов графического интерфейса. Фактически, сама система BlackBox следит за необходимостью загрузки и выгрузки необходимого для выполнения данного приложения модуля в память компьютера.

В основе среды BlackBox лежит определенный набор компонент, так называемый Каркас, основные части которого спроектированы как черный ящик. В Каркасе BlackBox четко отделены интерфейс и реализация объектов. Фактически пользователь среды может

только импортировать интерфейсы объектов. Сам код, осуществляющий выполнение того или иного действия, спрятан внутри модулей. Это приводит к тому, что при программировании конкретного приложения, основанного на применении компонент Каркаса необходимо ориентироваться только на интерфейс модуля, но не на его реализацию.

Особый интерес в системе BlackBox вызывает присущее ей понятие «въюшек» [3], [4], [5], [6]. В контексте системы BlackBox «вьюшка» сама себя изображает в окне и может интерпретировать ввод пользователя [3], например, ввод данных в поле ввода, щелчок мыши в окне и т.д. В процессе работы со средой часть «вьюшек» может быть создана динамически исходя из имеющегося набора глобальных переменных интерфейсного модуля. «Вьюшки» системы BlackBox не отображаются на экран непосредственно, а действуют с использованием методов другого объекта-фрейма (прямоугольной области экрана), который позволяет перейти от абстракций устройства отображения к конкретному устройству. Именно такая многоступенчатая процедура обработки графических окон в системе и приводит к тому, что при программировании визуальных объектов форм никогда не приходится иметь дело с размерами пикселей напрямую.

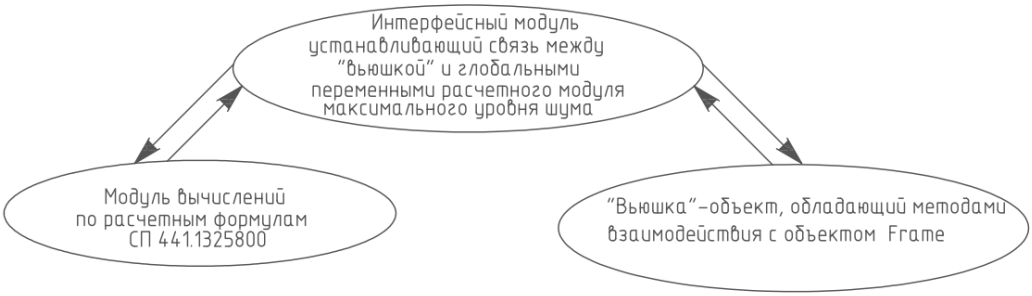


Рис. 2. Схема деления программы расчета максимального уровня структурного шума по расчетным формулам СП 441.1325800.2019 для прямоугольного в плане помещения

На Рис.2 показана разделение созданного приложения на отдельные модули. На рисунке условно не показана схема взаимодействия объекта-изображения «вьюшки» и модуля Frame, непосредственно обеспечивающего отображение окна программы на экране.

Общий вид разработанного графического интерфейса приложения приведен на Рис. 3. До начала расчета пользователь осуществляет ввод необходимых данных: толщин и материалов стен и перекрытий, типа рассматриваемого помещения, геометрических размеров помещения, прогнозируемых уровней вибрации стен и перекрытий в отдельных октавных полосах. Далее, после нажатия кнопки «Выполнить расчет» происходит вывод результатов расчета в соответствующие поля формы.

Особенностью программы является использование в качестве исходных данных ожидаемых уровней виброускорений, а не виброскоростей, что связано с применяемым для проведения виброизмерений оборудованием--акселерометром. Для перехода от виброускорений к виброскорости применяется замена сигнала модельным гармоническим сигналом, что позволяет произвести подобный переход для отдельных октавных полос.

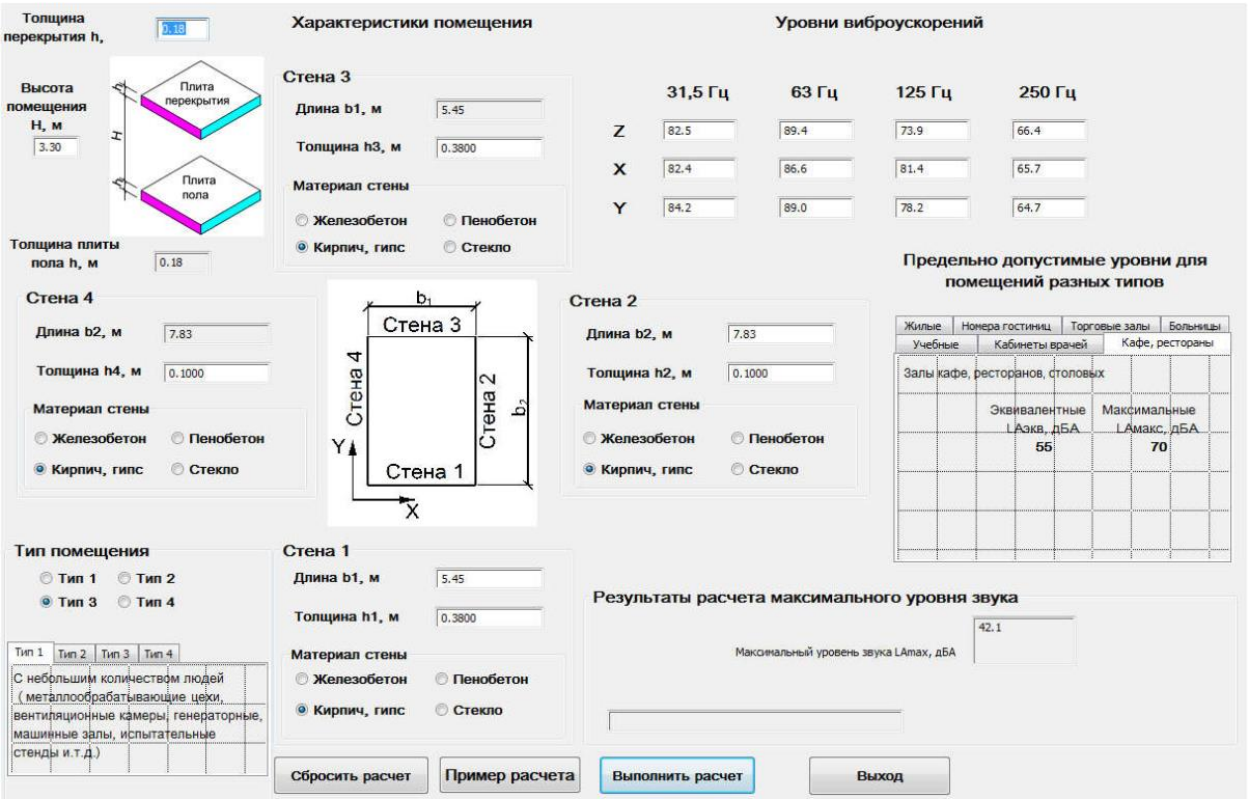


Рис. 3. Главное окно программы расчета максимального уровня звука в помещениях здания

В качестве результатов расчета определяется только максимальный уровень звука, расчет выполнен на основе методики, изложенной в СП 441.1325800.2019.

Безусловно получение всей этой информации в одном окне приложения позволяет сразу же произвести оценку уровней вибрации для ряда помещений в здании с различным функциональным назначением.

Заключение

Создано оконное приложение, по расчету структурного шума (максимального уровня звука) в проектируемых зданиях, использующее основные элементы среды программирования BlackBox, где в качестве языка программирования применяется Объектный паскаль.

Рассмотрено построение графического интерфейса пользователя, основанного на применении особых сущностей данной среды--системы «вьюшек», подключение которых возможно к совершенно различным модулям создаваемого приложения, в том числе, и в интерактивном режиме работы, то есть в уже запущенном и функционирующем приложении «на лету».

Список литературы

1. Формалев В. Ревизников Д.: Численные методы, ISBN 5-9221-0737-2,М: ФИЗМАТЛИТ, 2006.--400 p.

2. Завадский В.Ю.: Вычисление волновых полей в открытых областях и волноводах, Москва: «Наука», 1972, 558 p

3. Никлаус Вирт. Алгоритмы и структуры данных. Перевод с английского под редакцией доктора физ-мат. наук, Ткачёва Ф. В. Издательство «ДМК», Москва, 2010 г.

4. Никлаус Вирт. Системное программирование. Введение. Перевод с английского Вик. С. Штаркмана. Под редакцией Ю. М. Баяковского. Издательство «Мир», Москва, 1977.

5. Никлаус Вирт. Построение компиляторов. Перевод с английского Борисов Е. В., Чернышов Л. Н. Издательство «ДМК Пресс», 2010 г.

6. Сообщество Оберон в России. oberoncore.ru

УДК 681.3.01
OECD 1.03.AA

Сейсмические колебания, возбуждаемые движущимся железнодорожным составом

Заславский Ю.М.[1*], Заславский В.Ю.[1,2]
[1]Д.ф-м.н. Внс, Институт прикладной физики РАН, г. Нижний Новгород, Россия
[2]К.ф-м.н., доцент, Нижегородский государственный национальный исследовательский университет им. Н.И. Лобачевского, г. Нижний Новгород, Россия

Аннотация

Представлен теоретический анализ сейсмических колебаний, возбуждаемых движущимся железнодорожным экспрессом. Исследуется возможность использования сейсмических колебаний техногенной природы, создаваемых самим транспортным средством и регистрируемых аппаратурой, применяемой при сейсморазведке недр, для обнаружения и локализации участков геосреды под путями и в окрестностях, подверженных карстовым явлениям, где риски аварийности повышены. Указаны основные физические механизмы возбуждения сейсмических волн, бегущих вдоль свободной поверхности и уходящих вглубь земной толщи. Выполнен расчёт спектра поверхностной рэлеевской волны, преобладающей в сейсмическом отклике вблизи магистрали. Анализируются амплитудно-частотные характеристики и их зависимости от дистанции до пункта регистрации. Графики спектра сейсмических волн, демонстрируемые в виде рельефа на плоскости частота – дистанция, представлены при нескольких значениях скорости движения и параметров верхнего слоя осадочной толщи. Результаты могут найти применение при разработке алгоритмов мониторинга среды и удалённого контроля возникновения карстовых провалов под ж.-д. путями.

Ключевые слова: сейсмические колебания, упругое полупространство, движущийся источник колебаний, железнодорожный состав, мониторинг осадочной толщи.

Seismic vibrations excited by a moving railway construction

Zaslavsky Yu.M.[1], Zaslavsky V.Yu.[1,2]*
[1]Leader scientist, Institute of applied physics RAS, Nizhny Novgorod, Russia
[2]Associate professor, National State Research University named after N.I. Lobachevsky, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract

A theoretical analysis of (ground) seismic vibrations generated by a moving railway express train is presented. The possibility of using seismic vibrations of a technogenic nature, created by the vehicle itself and recorded by the equipment used in seismic exploration of the subsoil, to detect and localize areas of the geomedium under the tracks and in the vicinity, prone to karst phenomena, where the risks of accidents are increased, is investigated. The main physical mechanisms for the excitation of seismic waves traveling along the free surface and going deep into the earth are indicated. The calculation of the spectrum of the surface wave prevailing in the seismic response near the main line has been performed. The amplitude-frequency characteristics and their dependences on the distance to the registration point are analyzed. Seismic wave spectrum plots, shown as relief on the frequency - distance plane, are presented at several values of the speed of movement and parameters of the upper layer of the sedimentary strata. The results can find application in the development of algorithms for monitoring the environment under the railway ways and remote control of traffic.

Key words: *seismic vibrations, elastic half-space, moving vibration source, train, sediment monitoring.*

[*]*Автор корреспондент: zaslav@ipfran.ru (Заславский Ю.М.)*

Введение

В настоящее время повышенный интерес проявляется к исследованиям сейсмических колебаний, создаваемых в результате динамических воздействий на земную поверхность со стороны движущегося ж.-д. состава. Экспресс тысяча тонной массы, стремительно несущийся по путям со скоростью 30-50 *м/с*, представляет собой статическую нагрузку на свободную земную поверхность с быстро движущимся фронтом, сопровождающимся «припасованным» полем квазистатических деформаций, которые вызывают встряску расположенных рядом строений и ощутимо воздействуют на близлежащую инфраструктуру, прилегающую к путям. Контактное взаимодействие колес с направляющими (рельсами) также представляет собой источник, вызывающий интенсивные сотрясания грунта, которые сложно погасить на ближних дистанциях от магистрали, при этом возбуждаемые на инфразвуковых частотах техногенные возмущения распространяются далее по земной поверхности и вглубь осадочной толщи в виде сейсмических волн (ground vibration).

Многочисленные исследования направлены на поиск способов создания «барьеров», экранирующих распространение по грунту упругих волн, порождаемых ж.-д. поездом, быстро движущимся в пределах густо населенных территорий [1,2]. Другая часть исследований посвящена мониторингу среды в области насыпи и осадочной толщи вблизи магистрали и связана с диагностикой образующихся аномалий – провалов, пустот карстового происхождения, зон пониженной несущей способности грунта непосредственно под ж.-д. путями, вблизи пути и в некоторой его окрестности [3-6]. Указанное направление представляет интерес и в рамках настоящего доклада. Анализ сейсмических волн быстро движущегося сложного источника и адекватная интерпретация спектрального состава результирующего сейсмического отклика, составляют предмет данного исследования, поскольку создают предпосылку в решении задач мониторинга пути и удалённой диагностики возникновения карстовых провалов под ж.-д. магистралью.

Наряду с применением традиционных методов инженерной сейсморазведки, позволяющих контролировать состояние ж.-д. пути, для этих целей возможно использование и собственных сейсмических полей, создаваемых движущимся поездом, что предполагает регистрацию соответствующих сейсмических откликов и требует тщательного исследования их характеристик. Необходимо отметить, что упомянутые сейсмические отклики, часто привлекаемые к диагностике, отвечают области ближней не волновой зоны – не излучаемых колебаний, создаваемых в среде под источником и в непосредственной близости от него. В отличие от этого в докладе рассматриваются спектральные характеристики сейсмических волновых откликов на частотах выше 0,5 Гц, излучаемых и уносящих энергию вдаль от быстро движущегося источника, причём их особенности предполагается использовать в качестве основы для функционирования алгоритмов работы устройств мониторинга среды под магистралью.

1. Пояснение подходов к решению и вывод расчётных соотношений

Обратимся к теоретическому анализу характеристик упругих волновых полей преобладающего уровня, распространяющихся вблизи земной поверхности. Перечислим несколько доминирующих физических механизмов, приводящих к появлению силовой реакции, которая представляет собой источник возбуждения сейсмических колебаний. К преобладающим по значимости относятся: 1 – колебания центра массы вагона заметной амплитуды по вертикали, генерируемые при поступательном движении состава вследствие неполного демпфирования в системе подвески (рессор), 2 – аналогичные продольно-осевые колебания центра масс вагона, 3 – автоколебательный режим возвратных боковых смещений колёсной пары (и несущей тележки) в пределах стандартно допустимого интервала между рельсом и ребордой на ободе колеса. Возникающие квазипериодические осциллирующие силовые воздействия на рельсы и шпалы (сопровождающиеся их

деформацией), передаются на насыпную (гравийную либо щебёночную) подушку и далее на осадочную породу и возбуждают сейсмические волны, которые формируются и распространяются вглубь толщи и вдоль земной поверхности.

Основное внимание обратим на спектральные характеристики сейсмических волновых откликов, обусловленных последним из перечисленных механизмов на частотах выше 0,5 Гц и вплоть до ~20 Гц, излучаемых в виде поверхностных рэлеевских волн и уносящих энергию вдаль от быстро движущегося источника, причём их особенности предполагается использовать в качестве основы для функционирования алгоритмов работы устройств мониторинга среды под магистралью. Следует заметить, что анализ сейсмических колебаний становится наиболее востребованным применительно к случаю заболоченной местности (слабые рыхлые грунты – волновая скорость распространения $c_R = 150...200$ *м/с*) и в связи с возрастающими скоростями движения транспорта ($V \approx 50$ *м/с*), на которых число Маха – $M = V/c_R$ достигает значений $\sim M = 0.3$, а сейсмическое излучение становится анизотропным, приобретая резко выраженную направленность. Существует некоторая общность с механизмами возбуждения, создаваемыми объектами автотранспорта, движущимися по автомагистралям, которые исследовались теоретически и экспериментально [7-9]. Но имеются и существенные физические отличия, обуславливающие особенности волновых характеристик, соответствующих ж.-д. транспорту. Например, «технологически ровная» поверхность рельса, в контакте с которой находится обод колеса ж.-д. вагона и за счёт которой достигается минимальный уровень сейсмического возбуждения на неровностях контактной поверхности рельса по сравнению с возбуждением на неровностях или микропрофиле покрытия шоссейной дороги. Для оценки максимально достижимого уровня полезного сигнала далее используется предположение о синфазности (когерентности) осциллирующих силовых воздействий (за счёт возвратных боковых смещений колёсной пары и несущей тележки в пределах стандартно допустимого интервала между рельсом и ребордой на ободе колеса) вдоль по цепочке дискретных звеньев в многозвенном движущемся источнике – протяжённом железнодорожном составе. Такая модель является идеализацией, пригодной для «оценки сверху» достижимого уровня сейсмического отклика, и не претендует на предпочтительность по сравнению с моделью независимых источников (по фазированнности воздействия).

Вместе с тем важно отметить, что значительная часть ж.-д. путей проложена по насыпям, которые в определенной мере демпфируют ближнее поле деформаций, порождаемое движущейся нагрузкой, снижая уровень вибрации на дистанциях до десятка метров от пути. Уровень сейсмических колебаний также понижается как за счет фактора рассеяния при распространении по границе с «искривлениями», вносимыми насыпью, так и вследствие их гашения в насыпном геоматериале, имеющем повышенные диссипативные характеристики. Из ранее проведенных экспериментальных исследований, представленных в литературе [6], следует, что на ближайших к пути точках регистрации имеет место зависимость уровня вибрации от удаления, характерная для так называемой ближней не волновой зоне источника, где не происходит переноса волновой энергии. Эта зона приходится на область насыпи. В работе [10] в двумерном случае изложен теоретический анализ поля деформаций в упругом полупространстве. Рассматривается ближняя зона поля деформаций вертикальной нагрузки по полубесконечной полосе, быстро движущейся по границе. Особенности, характеризующие пространственное распределение указанных деформаций в непосредственной близости от движущегося, набегающего ее края, являются аналогом вышеупомянутых колебаний грунта, доминирующих по уровню в экспериментах вблизи ж.-д. пути.

В настоящем докладе анализируется дальнее поле излучения, где уже формируется поверхностная рэлеевская волна, уносящая энергию вдаль от источника. Предполагаются условия в виде равнинной местности и прямолинейные участки пути с рельсами,

проложенными в отсутствии высокой насыпи. Поэтому при анализе и количественных оценках следует обратиться к приближенному (полуэмпирическому) подходу, при котором реальная осадочная толща моделируется однородным полупространством с плоской горизонтальной границей. Детальные расчеты сейсмических откликов, порождаемых в окрестности пути ж.-д. поездом, движущимся по насыпи, ввиду своей сложности требуют использования вычислительных пакетов, что предстоит в перспективе.

Поскольку интерес представляют спектральные (и угловые) характеристики волны, т.е. зависимость от частоты (в точке приёма), то численные коэффициенты, включающие амплитуду переменного силового воздействия F – (горизонтальной поляризации в направлении перпендикулярном движению), параметры плотности и упругости среды в формуле для вертикальных волновых смещений опущены и для расчёта используется следующее «укороченное» выражение:

$$u_j \sim \sqrt{\frac{\omega_0}{r_j\left(1-(V/c_R)\cos\varphi_j\right)}}\sin\varphi_j \exp\left(-i\frac{\omega_0\left(t-\left(r_j/c_R\right)\right)}{1-(V/c_R)\cos\varphi_j}-\frac{\omega_0\Theta r_j}{2c_R\left(1-(V/c_R)\cos\varphi_j\right)}\right), \qquad (1)$$

где c_R – скорость рэлеевской волны, Θ – декремент затухания волны, V – скорость поступательного движения источника, $r_j=\sqrt{h^2+x_j^2}$, $x_j=j\cdot d$, d – условная дистанция между «излучающими звеньями», h – дистанция по перпендикуляру приёмник – линия ж.-д. пути на траверзе, $\sin\varphi_j=h\Big/\sqrt{h^2+x_j^2}$, j – индекс суммирования, нумерующий звенья по длине цепочки от $-L$ до L, L – длина той её части, где достигается превышение по уровню полезного сигнала над микросейсмами, а также предполагается известной (или «заданной») частота ω_0 преобладающих колебаний в каждом элементарном источнике (см. рис.1).

Будем рассматривать когерентный многозвенный источник с синфазными силовыми воздействиями вдоль по цепи в момент времени, который соответствует симметричному расположению состава относительно точки траверза, на перпендикуляре к которому установлена приёмная сейсмическая коса. Представляет интерес зависимость спектральных характеристик сигнала от дистанции h до приёмника (на траверзе $x_0=0$). В этом случае для суммарного сейсмического отклика на свободной границе в виде поверхностных рэлеевских волн, генерируемых ж.-д. составом, движущимся со скоростью V по магистрали мимо сейсмоприемной косы, нетрудно записать следующее выражение:

$$U(t)=\sum_{j=-L}^{L}\frac{\sqrt{\dfrac{\left(\omega_0 h/c_R\right)}{\left(1-(V/c_R)\cos\varphi_j\right)}}}{\sqrt[4]{\left(1+\left(x_j/h\right)^2\right)^3}}\exp\left(\frac{-i\omega_0\left(t-\left(h/c_R\right)\sqrt{1+\left(x_j/h\right)^2}\right)}{1-\dfrac{(V/c_R)\cdot\left(x_j/h\right)}{\sqrt{1+\left(x_j/h\right)^2}}}-\frac{\omega_0\left(\Theta h/2c_R\right)\sqrt{1+\left(x_j/h\right)^2}}{1-\dfrac{(V/c_R)\cdot\left(x_j/h\right)}{\sqrt{1+\left(x_j/h\right)^2}}}\right). \qquad (2)$$

Суммирование предполагается лишь по той части цепочки $2L$ из общей длины состава, на которой полезный сигнал превышает уровень микросейсм. Её длина измеряется в условных единицах d. При записи формулы для суммарного отклика учитывается доплеровское смещение частоты, возникающее в излучении элементарного источника в движущемся составе и приходящем к приёмнику от каждого из них.

Суперпозиция вкладов всех источников выполняется путём перехода к безразмерным переменным $\zeta=h/d$, $\tau=c_R t/h$, $\varpi=\omega_0 d/c_R$, $\omega_0 h/c_R=\varpi\zeta$, ($\omega_0$ – частота колебаний в системе, связанной с источником) с использованием замены дискретного суммирования по j интегрированием по $\xi=x_j/d$, что является идеализацией, упрощающей вычисление. Можно прийти к следующей записи для суммарного отклика:

$$U(\tau,\zeta)=\int_{-L}^{L}\frac{\sqrt{\dfrac{\varpi\zeta}{1-\dfrac{M(\xi/\zeta)}{\sqrt{1+\xi^2/\zeta^2}}}}}{\sqrt[4]{\left(1+\xi^2/\zeta^2\right)^3}}e^{-i\frac{\varpi\zeta\left(\tau-\sqrt{1+\xi^2/\zeta^2}\right)}{\left(1-\frac{M(\xi/\zeta)}{\sqrt{1+\xi^2/\zeta^2}}\right)}-\frac{\varpi\zeta\sqrt{1+\xi^2/\zeta^2}\,\Theta/2}{\left(1-\frac{M(\xi/\zeta)}{\sqrt{1+\xi^2/\zeta^2}}\right)}}d\xi, \qquad (3)$$

где $M=V/c_R$.

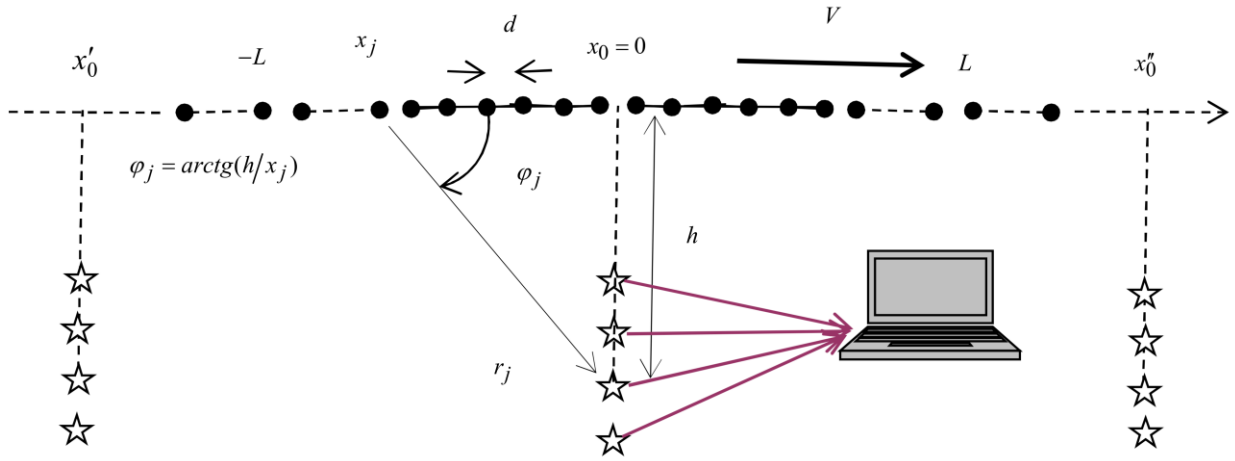


Рис. 1. Схема для расчёта спектра суммарного сейсмического отклика. Общий вид многозвенного источника и приемная сейсмическая коса.

При вычислении спектра сигнала делается предположение, что уровни регистрируемого полезного сигнала и микросейсм при прохождении серединой состава точки траверза находятся в определенном взаимном соотношении (с превышением максимального уровня на траверзе u_0 над микросейсмами u_{micr} в несколько раз – далее принято 20 *дБ*), что в дополнение к спаду при волновом распространении ограничивает длительность «слышимости» полезного сигнала (на фоне шума), а следовательно, входит определяющим фактором в вычисляемые далее спектральные соотношения. Уровень микросейсм определяется изменчивостью метеоусловий, а уровень полезного сигнала зависит от степени загруженности вагонов в подвижном составе.

Спектр суммарного сигнала вычисляется как его Фурье-преобразование на временном промежутке (симметричном относительно нуля, ввиду равномерности движения), на котором имеет место превышение сигналом уровня микросейсм:

$$S(\nu,\zeta)=\int_{-L}^{L}\frac{\sqrt{\dfrac{\varpi\zeta}{1-\dfrac{M(\xi/\zeta)}{\sqrt{1+(\xi/\zeta)^2}}}}\sin\varpi L\left(\nu-1\Big/\left(1-\dfrac{M(\xi/\zeta)}{\sqrt{1+(\xi/\zeta)^2}}\right)\right)}{\sqrt[4]{\left(1+(\xi/\zeta)^2\right)^3}\left(\nu-1\Big/\left(1-\dfrac{M(\xi/\zeta)}{\sqrt{1+(\xi/\zeta)^2}}\right)\right)}e^{-\frac{\varpi\cdot\zeta\cdot\Theta\sqrt{1+(\xi/\zeta)^2}}{2\left(1-\frac{M(\xi/\zeta)}{\sqrt{1+(\xi/\zeta)^2}}\right)}}d\xi, \qquad (4)$$

где $\nu=\omega/\omega_0$, $\varpi L\approx\dfrac{2}{\Theta}\ln\left(\dfrac{u_0}{u_{micr}}\right)=\dfrac{20}{\Theta\cdot 4.36}\lg\left(\dfrac{u_0}{u_{micr}}\right)$ представляет собой соотношение, определяющее спад по частоте в спектре отклика. Кроме того, упомянутое выше отношение u_0/u_{micr} (*ур.сигн. в максимуме/ур.микр.*) входит также параметром, определяющим

«эффективную длину» части состава $L \approx \frac{2}{\varpi\Theta}\ln\left(\frac{u_0}{u_{micr}}\right) = \frac{20}{\varpi\Theta \cdot 4.36}\lg\left(\frac{u_0}{u_{micr}}\right)$, дискретные элементарные источники которой создают полезный сигнал на датчике в точках на линии траверза с уровнем, превышающим уровень микросейсм.

2. Спектральная амплитуда сигналов

Результаты вычисления спектральной амплитуды $S(\nu,\zeta)$ при совпадении середины состава с точкой траверза представлены на рис.2. Половина элементарных источников соответствует положительному сдвигу по частоте, а другая половина – отрицательному. Поэтому спектр суммарного сигнала имеет вид кривой с распределением относительно центральной, близкий к симметричному. Рассматривается влияние увеличения скорости поступательного движения, при котором число Маха $M = V/c$ принимает значения $M = 0.1$ (рис.2 *а*) и $M = 0.3$ (рис.2 *б*). Спектральная амплитуда изображается двумерным рельефом – в виде функции двух аргументов, одним из которых является безразмерная ν, представляющая частоту в спектре сейсмических колебаний приёмника, нормированную на центральную частоту осцилляций ω_0 (измеряемую в системе самого источника). Другим аргументом является $\zeta = h/d$ – дистанция h от точки приёма до точки траверза, нормированная на «длину звена – вагона» d. Сечение этого рельефа при некотором ζ представляет амплитудный спектр суммарного сейсмического отклика на фиксированном удалении от магистрали. Рельеф, изображающий спектральную амплитуду, представлен при $\varpi = \omega_0 d/c = 1$ ($f_0 \approx 10...20$ *Гц*) и при отношении *ур. сигн. в максимуме*/*ур. микросейсм* ~20 *дБ*. Максимум в частотном распределении спектральных амплитуд достигается на незначительном расстоянии от магистральной линии, после чего их уровень спадает по мере удаления от неё точек регистрации. Ширина полосы частот при удалении точки регистрации также падает, что связано с конкурирующим влиянием фактора волнового возбуждения и фактора волновой диссипации при распространении.

2.1. Учёт дисперсии скорости распространения поверхностной волны

Описанные выше спектральные характеристики, рассчитанные в предположении простейшей модели однородной сплошной среды с плоской границей, необходимо преобразовать ввиду того, что реальная структура осадочной толщи более сложная, поскольку имеет слоистый характер. В структуре со слоем, контактирующим с нижележащей средой по подповерхностной границе раздела, имеет место дисперсия скорости поверхностной волны.

Для учёта влияния дисперсии в среде далее рассматривается следующая простейшая аппроксимация зависимости скорости распространения c_R от относительной частоты ν:

$$c_R(\nu) = \hat{c}_R - \Delta c \cdot \frac{2}{\pi} \cdot arctg\,\nu = \hat{c}_R\left(1 - \frac{\Delta c}{\hat{c}_R}\frac{2}{\pi} \cdot arctg\,\nu\right) = \hat{c}_R\left(1 - \beta \cdot arctg(\nu)\right), \beta \le \frac{2}{\pi}, \qquad (5)$$

$\Delta c = c_{\max} - c_{\min}$ – перепад значений фазовой скорости поверхностных волн на низких и на высоких частотах дисперсионной кривой первой моды, которая используется в расчёте спектральной амплитуды подстановкой выражения (5) для $\hat{M} = V/\hat{c}_R$ в формулу (4). Величина спада фазовой скорости с ростом частоты варьируется выбором параметра β, причём увеличение его значения соответствует росту контраста сдвиговой упругости в слое

и подстилающем полупространстве, а при $\beta = 0$ – переходу к ранее рассмотренному случаю отсутствия дисперсии скорости у волны, когда среда не содержит подповерхностной границы и слоя.

На рис.2 *в* демонстрируется рельеф, изображающий двумерную зависимость спектральной амплитуды отклика $S(\nu, \zeta)$ при наличии дисперсии в поверхностной волне и соответствующий случаю движения состава с повышенной скоростью ($\hat{M} = 0.3$, $V \approx 50$ *м/с*, $\hat{c}_R \approx 150..200$ *м/с*). В отличие от уже рассмотренного случая однородной среды при движении источника по границе однослойной структуры с повышенной скоростью в области подножья рельефа, отвечающей близкой к магистрали дистанции, образуется локальный побочный максимум, который далее сменяется основным доминирующим резким максимум. С ростом контраста упругих параметров, а также при увеличении скорости движения, происходит уширение максимума в рельефе по частоте в области, примыкающей к нулю. Указанная трансформация объясняется доплеровским смещением частоты спектральных амплитуд. Имеет место интерференция и перераспределение компонент, возникающих как с более низкой, так и с более высокой скоростью волнового распространения. Уширения максимума в спектре сигнала в области пьедестала при движении с низкими скоростями не возникает, в том числе, и при наличии дисперсии у скорости распространения волн.

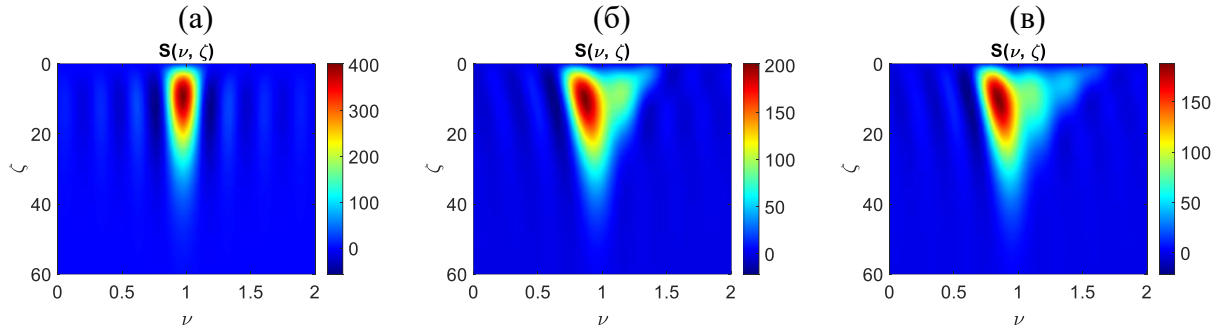


Рис. 2. Спектральная амплитуда сейсмических откликов, зарегистрированных на линии траверза $u_0 / u_{micr} = 10$, $\Theta = 0.2$, $\varpi = 1$:

$а - M = 0.1,\ \beta = 0,\ б - M = 0.3,\ \beta = 0,\ в - \hat{M} = 0.3,\ \beta = 0.3$.

2.2. *Спектры сейсмического отклика перед приближающимся и за удаляющимся составом*

Представленные выше результаты соответствуют отклику, регистрируемому в установившемся режиме поступательного равномерного движения протяжённого многозвенного источника, а его приём выполняется в момент пересечения траверсной линии срединной точкой ж.-д. состава. Подход и вступление головной части движущегося состава на границу «невозмущённой» области насыпи и её окрестности вызывает переходные процессы в ближнем поле деформаций среды и приводит к специфическим эффектам. Аналогичных особенностей можно ожидать и в сейсмическом излучении, что требует выполнения сравнительного анализа спектральных характеристик сейсмических откликов при регистрации в точках на перпендикулярных линиях к трассе в трех случаях. В первом – при совпадении срединной части состава с линией, перпендикулярной к трассе в точке траверса (с координатой x_0), во втором – на линии, соответствующей точкам, предшествующим приходу головной части состава x_0'', и в последнем – в точках, соответствующих уходу состава, т.е. хвостовой его части x_0' (см. рис.3). Далее представим двумерные рельефы амплитудных спектров сигналов, регистрируемых в указанных трех

ситуациях. Расчёт амплитудного спектра применительно к этим случаям выполнен по выше представленной формуле (4) для линии приёма на траверзе $x_0 = 0$, а также для линий, смещённых влево ($\xi' = x_0' / d = 30$), или вправо ($\xi'' = x_0'' / d = -30$).

Рассматриваются спектры сигнала, создаваемого составом, движущимся по границе полупространства, имеющего слой, покрывающий её сверху (показатель контраста $\beta = 0.3$), при повышенной скорости движения $\sim V = 50$ *м/с*, что соответствует $\hat{M} = 0.3$. На рис.3 *а* представлен случай приёма на линии со смещением x_0'', на рис.3 *б* – приёму на линии траверза $x_0 = 0$, а на рис.3 *в* – на линии с координатой x_0'. В первом и последнем случаях присутствует сдвиг центральной частоты спектра суммарного сигнала наряду с уширением спектрального распределения. Из их сравнения нетрудно видеть, что на линии со стороны подхода головной части состава к траверзу x_0'' частота в максимуме спектра выше, чем в максимуме у спектра сигнала на траверзе x_0, которая, в свою очередь, выше, чем на линии со смещением x_0'. Также следует отметить, что спектральные амплитуды сигнала, регистрируемого в точках по обе стороны от траверза, имеют существенно более низкий уровень относительно тех, которые соответствуют приёму при совпадении срединной точки состава с линией траверза – в момент симметричного её расположения относительно линии расположения приёмников, причём более высокий уровень соответствует стороне ухода. Выявляемые различия в спектральном составе сигнала, регистрируемого в точках на перпендикулярах после их пересечения головной и хвостовой частями состава, могут использоваться в алгоритмах работы устройств удалённого контроля и диагностики параметров упругости среды, учитывающих признаки присутствия поверхностного слоя с резким контрастом по величине скорости распространения поверхностных сейсмических волн. Можно предположить, что такой признак, характеризующий неоднородность в виде слоя, следует рассматривать и как предпосылку существования аналогичного, указывающего на присутствие локальной приповерхностной аномалии, ограниченной по горизонтальным координатам.

Существенной особенностью, возникающей и обнаруживающейся в случае заметного контраста по упругим параметрам верхнего мелкого слоя относительно подстилающей однородной среды и при высокой скорости движения, является появление у подножья основного максимума в двумерном рельефе локального побочного максимума на близкой к магистрали дистанции. Его частотная полоса уширяется при приближении к магистрали. Эта особенность присутствует в спектре сигнала, регистрируемого только на траверзе. Характерно повышение спектральных частот сигнала, регистрируемого на линии, смещённой в направлении подхода головной части состава. Указанные особенности могут найти применение при разработке алгоритмов реконструкции структуры осадочной толщи, в перспективе их следует рассматривать и как информативный признак в удалённой диагностике локальных подповерхностных неоднородностей под магистралью.

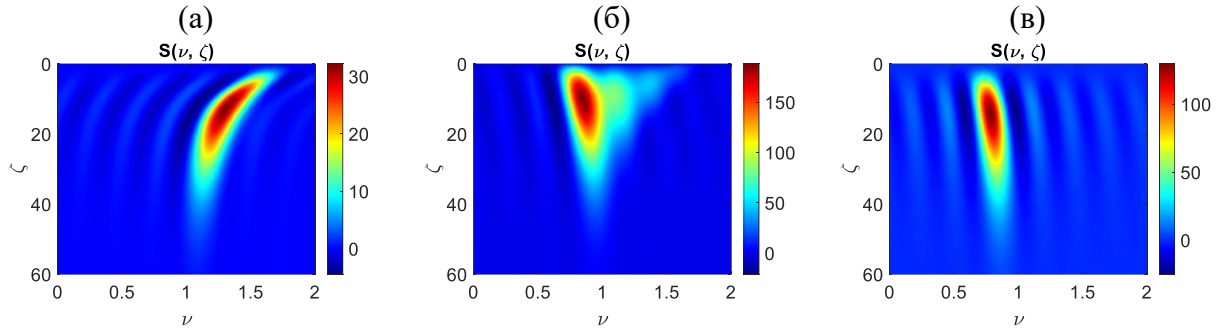


Рис. 3. Спектральная амплитуда сейсмических откликов, зарегистрированных на разных линиях приёма $\varpi = 1$, $M = 0.3$, $u_0/u_{micr} = 10$, $\beta = 0.3$, $\Theta = 0.2$:
а – $\xi'' = -30$ *при приближении состава*, *б* – $\xi_0 = 0$ *на траверзе*,
в – $\xi' = 30$ *за уходящим составом*

Заключение

Получены расчётные соотношения для спектральной амплитуды сейсмического отклика, возникающего при движении ж.-д. состава на расстояниях до пути, достигающих ~ первых сотен метров. Рассматривается сейсмический отклик, возбуждаемый взаимодействием в системе колёсная пара – рельсы при движении состава на скоростях до ~50 *м/с*. При рассмотрении предполагается доминирование поверхностной волны рэлеевского типа в диапазоне частот до ~ двух десятков герц, при этом не учитывается влияние на отклик ближнего поля деформаций. Используется упрощенная модель среды со структурой: слой – полупространство, по поверхности которой проложен путь. Результаты представлены в виде двумерного рельефа на плоскости переменных: частота – удаление от магистрали по перпендикуляру. Результаты по расчету зависимости спектральной амплитуды от удаленности точек регистрации (до первых сотен метров), от скорости движения поезда и от контраста параметров упругости в слое и в подстилающей толще качественно соответствуют данным экспериментальных замеров, представленным в литературе. На основе его рассмотрения обсуждается возможность текущего контроля глубины залегания границы раздела и параметров упругости среды в слое и полупространстве. Предполагается, что особенности в спектре отклика, проявляющиеся при повышенных скоростях движения, будут использованы при построении систем мониторинга осадочной толщи под ж.-д. путями, диагностике ее подповерхностной структуры, выявления информативных признаков присутствия локальных неоднородностей карстового происхождения под магистралью.

Работа выполнена в рамках государственного задания ИПФ РАН (проект 0030-2021-0018).

Список литературы

1. Connolly D.P., Giannopoulos A., Fan W., Woodward P.K., Forde M.C. Optimising low acoustic impedance back-fill material wave barrier dimensions to shield structures from ground borne high speed rail vibrations. Constraction and Building Materials 44 (2013) 557-564.

2. Волков В.А., Владов М.Л., Граминовский Н.А., Капустин В.В., Калинина А.В., Амосов С.М., Марченков А.Ю. Оценка вибрационного воздействия подвижного состава на здания и сооружения вдоль скоростной магистрали «МОСКВА-КАЗАНЬ-ЕКАТЕРИНБУРГ». Доклады XIII Общероссийской научно-практической конференции и

выставки «Перспективы развития инженерных изысканий в строительстве в Российской Федерации». 2017. с.363-364.

3. Крылатков С.М., Крылаткова Н.А., Нещеткин О.Б. Исследование карстоопасных участков железных дорог с помощью сейсморазведки. Изв. Уральского гос. горного университета. 2003, №2, с.177-187.

4. Орлова И.П., Капустян Н.К., Антоновская Г.Н., Басакина И.М. Опыт сейсмического исследования гетерогенной среды земляного полотна железнодорожного пути. 8-я Всероссийская конференция им. И.Ф. Образцова и Ю.Г. Яновского Механика композиционных материалов и конструкций сложных гетерогенных сред. 2018. с.329-335.

5. Кротов Н.В. Способ выявления неоднородных участков земной поверхности вдоль железнодорожного полотна. Авторское свидетельство СССР N 1541551, ÍÎ. G 01 V 1/00, 1985. Авторское свидетельство СССР N 342151, ÍÎ. G 01 V 1/00, 1972.

6. Connolly D.P., Kouroussis G., Giannopoulos A., Verlinden O., Woodward P.K., Forde M.C. Assessment of railway vibrations using an efficient scoping model. Soil Dynamics and Earthquake Engineering Volume 58, March 2014, Pages 37-47.

7. Заславский Ю.М. Моделирование высокочастотных сейсмоколебаний, возбуждаемых городским транспортом. Известия высших учебных заведений. Строительство. 1994. №2, с.109.

8. Заславский Ю.М. Об особенностях рэлеевских волн, возбуждаемых равномерно движущейся по поверхности осциллирующей силой. Акуст. ж. 1988, 34, вып.3, с.536-538.

9. Заславский Ю.М., Заславский В.Ю. К анализу спектральных характеристик сейсмических сигналов движущихся источников. Учёные записки физического факультета Московского университета №3, 2030301 (2020).

10. Гольдштейн Р.В. Волны Рэлея и резонансные явления в упругих телах. // ПММ т.29, вып.3, 1965. с.516-525.

УДК 534.83:629.735.33
OECD 1.03.AA

Проблемы выбора силовой установки для легких винтовых самолетов и беспилотных воздушных судов с учетом требований по шуму на местности

Мошков П.А.
Ведущий конструктор, Филиал ПАО «Корпорация “Иркут”» «Региональные самолеты»,
г. Москва, Россия

Аннотация

Рассмотрена проблема выбора винтомоторной силовой установки, включающей в себя одиночный воздушный винт и поршневой двигатель, для летательного аппарата самолетного типа с учетом требований по шуму на местности. Сформулированы конкурентно необходимые уровни шума на местности для легких винтовых самолетов, ориентируясь на которые, необходимо проектировать современные летательные аппараты, удовлетворяющие действующим и перспективным требованиям. Рассмотрены современные технологии снижения шума и оценена их эффективность. Основными параметрами при выборе воздушного винта являются его диаметр, число лопастей, компоновка и наличие кольцевого обтекателя. При выборе поршневого двигателя следует учитывать более высокий акустический КПД двухтактных двигателей по сравнению с четырехтактными. Применение глушителей впуска и выхлопа, а также звукоизолирующих капотов существенным образом влияет на массовые и габаритные ограничения, поэтому необходимость установки глушителей и капотов должна быть определена на этапе эскизного проектирования. Расчетным режимом при проектировании легких винтовых самолетов является взлетный режим работы, для винтовых беспилотных воздушных судов – максимальный крейсерский режим горизонтального полета.

Ключевые слова: шум на местности, шум силовой установки, аэроакустика, поршневой двигатель, воздушный винт, легкие винтовые самолеты, беспилотные летательные аппараты.

The problems of selecting the power plant for light propeller-driven aircraft and unmanned aerial vehicle taking into account the requirements for community noise

Moshkov P.A.
Leading designer, IRKUT Corporation Regional Aircraft, Moscow, Russia

Abstract

The problem of selecting a propeller-driven power plant including a single propeller and a piston engine for an aircraft taking into account the requirements for community noise is considered. The competitively necessary community noise levels for light propeller-driven aircraft are formulated, focusing on which it is necessary to design modern aircraft that meet the current and future requirements. Modern noise reduction technologies are considered and their effectiveness is evaluated. The main parameters when choosing a propeller are its diameter, the number of blades, the configuration (pusher or tractor) and the presence of a duct. When choosing a piston engine you should take into account the higher acoustic efficiency of two-stroke engines compared to four-stroke engines. The use of intake and exhaust mufflers, as well as sound-proofing hoods, significantly affects the mass and size restrictions, so the need to install mufflers and hoods should be determined at the preliminary design stage. The design mode for the design of light propeller-driven aircraft is the take-off power condition, for propeller unmanned aerial vehicle is maximum cruising level flight mode.

Key words: *community noise, power plant noise, aeroacoustics, piston engine, propeller, light propeller-driven aircraft, unmanned aerial vehicle.*

Автор корреспондент: moshkov89@bk.ru (Мошков П.А.)

Введение

В настоящее время все большее внимание уделяется экологическим показателям авиационной техники. Уровни шума, создаваемого на местности легкими винтовыми самолетами (ЛВС), нормируются в соответствии со стандартом ИКАО (Международная организация гражданской авиации) [1]. Предельно допустимые уровни шума винтовых беспилотных воздушных судов (БВС) самолетного типа в настоящее время не регламентируется, и малошумность аппаратов является их конкурентным преимуществом [2, 3]. Однако в перспективе возможно внедрение международных стандартов по аналогии с нормами ИКАО для легких винтовых самолетов. В этой связи актуальной является задача проектирования ЛВС и БВС с учетом заданных требований по шуму на местности.

Одним из способов решения экологических проблем ЛВС и БВС является переход от поршневых и турбовинтовых к электрическим двигателям. В рамках концепции развития авиадвигателестроения [4] планируется, что для региональных самолетов вместимостью до 50 человек необходимое оборудование (электромоторы и аккумуляторы приемлемой массы) будет доступно в течение ближайших 10 лет. Гибридная схема, предполагающая генерацию электроэнергии на борту посредством поршневого или турбовинтового двигателя, позволяет обойти данное ограничение и является наиболее перспективной для легкомоторных самолетов и БВС в течение 5…7 лет.

При применении электрических силовых установок основными источниками шума на местности будут являться воздушный винт [5, 6], обтекание планера [7] и дополнительные источники шума в реальной конфигурации, в частности, шум взаимодействия «лопасть-турбулентный след» для толкающей компоновки воздушного винта [8] и эффект рассеяния шума силовой установкой элементами планера [9].

В настоящее время поршневые двигатели используются в качестве привода воздушного винта ЛВС и БВС, при этом обеспечивая низкий удельный расход топлива и длительное время полета. В отличие от электрических, поршневые двигатели в процессе работы генерируют существенный шум, роль которого в общем шуме, создаваемом летательном аппаратом (ЛА) на местности, зависит от множества параметров как конструктивных, так и направления распространения шума и режима работы силовой установки (СУ).

Разработчики ЛВС и БВС не проектируют СУ, их задача заключается в выборе оптимальной силовой установки, и ее согласовании с летательным аппаратом, учитывая шумовые характеристики поршневого двигателя и воздушного винта, а также принимая во внимание аэроакустические эффекты в реальных компоновках СУ на ЛА.

Целью работы является анализ проблемы выбора СУ для ЛВС и БВС с учетом требований по шуму на местности.

Основными задачами работы являются:

– Формирование конкурентных требований по уровням шума на местности ЛВС с учетом действующих нормативных документов.

– Анализ основных параметров влияющих на шумность одиночных воздушных винтов и поршневых двигателей.

– Формирование концепции выбора СУ с учетом требований по шуму на местности с учетом доминирующих факторов, влияющих на шумность воздушных винтов и ДВС.

При этом вопросы аэродинамического проектирования легких винтовых самолетов подробно рассмотрены в работе [10] и не рассматриваются в рамках настоящей работы. Вопросам оптимального аэродинамического проектирования воздушных винтов посвящено множество работ, в частности [11], а процесс аэроакустической оптимизации профилей лопастей подробно рассмотрен в публикации [12].

1. Источники шума ЛВС и БВС на местности

Звуковое поле ЛВС и БВС с поршневым двигателем является сложным по своей структуре и представляет собой суперпозицию звуковых полей воздушного винта, ДВС, шума, генерируемого при обтекании элементов планера, а также эффектов возникающих при формировании звукового поля летательного аппарата с учетом его реальной компоновки.

При рассмотрении шума двигателей внутреннего сгорания (ДВС) наземного применения основное внимание уделяется разработке глушителей шума выхлопа [13] и исследованию структурного шума [14], интенсивность которого снижают за счет установки различных капотов.

Шум воздушного винта генерируется в результате силового взаимодействия лопастей с окружающей средой и вследствие обтекания профиля лопасти. При этом в спектре шума воздушного винта присутствует тональная составляющая на частотах кратных частоте следования лопастей обусловленная шумом от аэродинамической нагрузки и шумом вытеснения, а также вихревая непрерывная по спектру составляющая, связанная с пульсациями давления на задней кромке лопасти и вихревом следе за ней.

Соотношение различных источников шума в общем шуме ЛА на местности определяется в общем случае множеством параметров и факторов, среди которых отметим:

- режим работы силовой установки;
- направление распространения звука;
- наличие глушителей в трактах впуска и выхлопа ДВС;
- тактность ДВС;
- рабочий объем;
- способ воспламенения;
- тип смесеобразования;
- наддув;
- удельная, литровая и эффективная мощность двигателя (нагрузка);
- число лопастей, диаметр и профиль лопасти винта;
- наличие кольцевого профилированного кольца;
- степень неоднородности потока перед винтом;
- применение технологий снижения шума обтекания планера;
- компоновка СУ и т.д.

Сложность проблемы подчеркивается наличием результатов различных авторов, где в некоторых случаях делаются выводы о доминировании шума ДВС в суммарном уровне шума ЛА на местности [15] и вкладом остальных источников пренебрегают, а в других работах наоборот существенно доминирующим источником полагается воздушный винт, а излучением поршневого двигателя пренебрегают.

В беспилотной авиации существуют жесткие массовые и габаритные ограничения, и снижение шума ДВС за счет установки высокоэффективных глушителей и звукоизолирующих капотов может быть невозможно или нецелесообразно. В этой связи возникает необходимость исследования перспективных технологий снижения шума на местности, таких как рассеяние шума силовой установки на элементах планера, и разработки методов оценки эффективности технологий в контексте обеспечения требуемой степени акустической заметности аппарата.

2. Конкурентные уровни шума легких винтовых самолетов на местности

При формировании требований к разрабатываемым и перспективным самолетам необходимо также формулировать требования к предельно допустимым уровням шума на местности на основе известных данных об уровнях шума эксплуатируемых самолетов, ранее получивших сертификат типа. С этой целью был выполнен анализ базы данных

сертификационных испытаний EASA (Европейское агентство по безопасности полетов). Отметим, что единицей оценки шума ЛВС на местности является суммарный взвешенный по шкале А стандартного шумомера уровень звукового давления.

Результаты анализа величин запасов по уровням шума на местности эксплуатируемых легких винтовых самолетов, сертифицированных в соответствии с п. 6.3, 10.4a и 10.b стандарта ИКАО, представлены в таблице 1 [16]. Можно видеть, что некоторые самолеты были сертифицированы с практически нулевым запасом, максимальный запас достигает величины 20 дБА, а средняя величина запаса по всем самолетам, рассмотренным в базе данных EASA, составляет для современных самолетов, сертифицируемых согласно требованиям п 10.4b, 6 дБА.

Для современных самолетов, в отношении которых заявка на сертификат типа подана 17 ноября 1988 года и позже применяются максимальные уровни шума, указанные в п 10.4a (таблица 2) Главы 10 стандарта ИКАО. На самолеты модифицированных вариантов, в отношении которых заявка на сертификат типа была подана 4 ноября 1999 года и позже распространяются требования п .10.4.b. В качестве предельно допустимого уровня шума на местности проектируемого самолета (конкурентного уровня шума) следует задавать величину как минимум на 6 дБА ниже значения пункта 10.4b стандарта ИКАО (таблица 1). Величины конкурентных уровней шума для современных проектируемых самолетов в зависимости от максимальной взлетной массы также представлены в таблице 2. Предложенная величина запаса 6 дБА относительно действующих норм в данном случае является оптимальной ввиду следующих обстоятельств:

– Снижение уровней шума в 6 дБА соответствует снижению величины звукового давления в 2 раза;

– Ориентируясь на большие величины запаса по уровням шума надо учитывать уровни готовности технологий снижения шума и стоимость их внедрения на проектируемом самолете. В частности, аэроакустическая оптимизация формы лопасти может не принести существенного снижения шума на местности, однако является сама по себе сложным и дорогостоящим процессом.

Таблица 1

Минимальные, максимальные и средние запасы по уровням шума легких винтовых самолетов, сертифицированных в соответствии с Главами 6 и 10 стандарта ИКАО

Требования пунктов стандарта ИКАО	**п 6.3**	**п 10.4a**	**п 10.4b**
Минимальный запас, дБА	0,1	0,1	0,1
Максимальный запас, дБА	18,6	20	17,4
Среднее значение, дБА	4,6	7,5	6

Таблица 2

Требования Главы 10 п. 10.4b стандарта ИКАО (в зависимости от взлетной массы) и конкурентно необходимые уровни шума, на которые необходимо ориентироваться при проектировании самолетов современных легких винтовых самолетов

M – максимальная взлетная масса в 1000 кг	**0÷0,57**	**0,57÷1,5**	**1,5÷8,618**
Уровень шума в дБА	70	78,71+35,7lgM	85
Конкурентный уровень шума в дБА	64	72,71+35,7lgM	79

Отметим также, что контрольной точкой измерения шума при сертификации согласно требованиям Главы 10 является точка на продолжении осевой линии взлетно-посадочной полосы, расположенная на расстоянии 2500 м от начала разбега самолета при

выполнении взлета. При этом на земле устанавливается микрофон (свободного поля диаметром 12,7 мм) с защитной сеткой в развернутом положении так, чтобы диафрагма микрофона находилась на 7 мм выше и параллельно круглой металлической плите. Микрофон устанавливается на расстоянии, равном ¾ от центра до края плиты по радиусу перпендикулярно линии полета испытываемого самолета.

3. Оценка влияния основных параметров винтомоторных силовых установок на создаваемые уровни шума

3.1. Влияние различных параметров на шум воздушного винта

Возможности снижения шума воздушного винта за счет изменения геометрии профиля лопасти (т.е. аэроакустической оптимизации) до настоящего времени авторы ограничивали величиной 3 дБ [17]. В работе [18] аэроакустическая оптимизация профиля лопасти 6-ти лопастного воздушного винта в рамках численного эксперимента привела к снижению суммарного уровня шума винта на 5 дБ. При этом за счет изменения стреловидности лопасти можно достичь снижения уровня шума винта на 2 дБА [19], а за счет изменения формы законцовки лопасти можно снизить уровень шума на 1–2 дБ.

Аэроакустическая оптимизация профиля лопасти процесс трудоемкий и не гарантирующий, в конечном счете, существенного снижения уровней шума в компоновке ЛА. Наиболее эффективным способом обеспечения проектирования малошумного винта является его оптимизация с точки зрения изменения числа лопастей и диаметра.

Согласно полуэмпирической модели шума воздушного винта [20], составляющие шума винта от аэродинамической нагрузки ($W_{\bar{P}}$) и от вытеснения ($W_{\bar{u}_n}$) можно рассчитать, используя выражения (1) и (2) для звуковой мощности данных источников.

Для шума от аэродинамической нагрузки:

$$W_{\bar{P}} = c_1 \frac{\rho a^3}{c_0^3}\left[\alpha^2 + \frac{\beta}{\left(2\pi\bar{r}\right)^2}\right]\frac{M_{окр}^2}{z^3 b_э} n^6 d^8 \cdot \qquad (1)$$

Для шума вытеснения:

$$W_{\bar{u}_n} = c_2 \frac{\rho a^3}{c_0^3}\left(1+\frac{M_{II}^2}{M_{окр}^2}\right)\left(1-\frac{\sin(2\pi a M_{окр} z^{-1})}{2\pi a M_{окр} z^{-1}}\right)\frac{1}{b_э} n^4 d^6 z \bar{a}^{-2} \bar{s}^{-2}, \qquad (2)$$

где $M_{окр}$ – число Маха окружной скорости воздушного винта, M_n – число Маха полета, α- коэффициент тяги, β – коэффициент мощности, c_1, c_2 – эмпирические коэффициенты пропорциональности, d – диаметр винта (м), a – максимальная толщина аэродинамического профиля лопасти на эффективном радиусе (м), $\bar{a}$ – относительная толщина профиля лопасти, $\bar{s}$ – коэффициент развернутой площади лопасти, $\bar{r}$ – относительный радиус винта, c_0 – скорость звука (м/с), z – число лопастей, $b_э$ – хорда лопасти в эффективном сечении (м), ρ – плотность воздуха (кг/м^3), n – частота вращения воздушного винта (об/с).

На взлетном режиме работы воздушного винта доминирует шум от аэродинамической нагрузки, поэтому при проектировании легких винтовых самолетов, сертифицируемых по шуму на местности не режиме взлета очень важно учитывать именно эту составляющую шума винта. Анализируя выражение (1) можно видеть, что звуковая мощность шума от аэродинамической нагрузки зависит от тяги в степени 2 и от характерной скорости обтекания профиля лопасти винта в степени 8.

На основе анализа полуэмпирической модели шума воздушного винта автором были предложены простые соотношения, которые позволяют оценить влияние диаметра и числа лопастей на тональные составляющие шума воздушного винта при условии

постоянства тяги рассматриваемых винтов, а также при сохранении аэродинамического подобия и неизменности числа Маха окружной скорости в концевом сечении.

Расчетное изменение уровня звуковой мощности шума от аэродинамической нагрузки записывается в виде [21]:

$$\Delta L_W = 20\lg\frac{d_1}{d_2} + 50\lg\frac{z_1}{z_2}. \quad (3)$$

В работе [22] были представлены результаты оценки влияния числа лопастей на шум воздушного винта на базе численного моделирования в зависимости от числа Маха окружной скорости. Расчет выполнен для дальнего звукового поля в направлении ожидаемого максимума излучения – в плоскости вращения винтов. Можно видеть (рис. 1), что при числе Маха окружной скорости 0,75 уровень шума 7-ми лопастного винта на 12 дБ ниже, чем для 3-х лопастного. При числе Маха 0,9 эффект снижается до 4 дБ, что связано с увеличением вклада составляющей шума вытеснения.

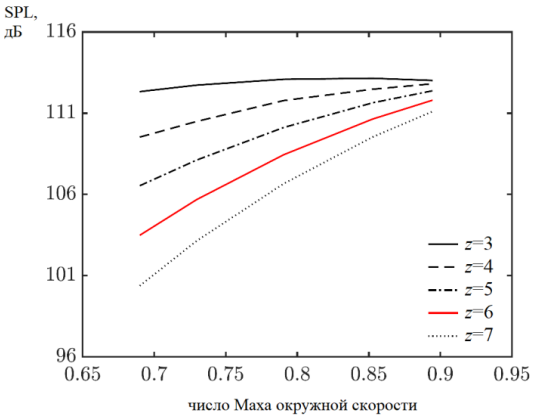


Рис. 1. Влияние числа лопастей и числа Маха окружной скорости на шум воздушного винта по результатам численного исследования в направлении 90° в дальнем звуковом поле [22]

Отметим, что на практике при акустической доводке самолетов находящихся в эксплуатации, число лопастей увеличивается, как правило, на одну при несущественном изменении диаметра. Для оценки влияния числа лопастей и диаметра в этом случае удобно использовать выражение (3).

3.2. Оценка влияния глушителей шума выхлопа и капотов ДВС

На основе анализа базы данных сертификационных испытаний EASA легких винтовых самолетов был выполнен анализ влияния глушителей шума выхлопа на уровни шума на местности. При этом при сравнительном анализе рассматривались ЛВС с одной взлетной массой с одним и тем же воздушным винтом и поршневым двигателем. Под эффективностью глушителя в данном случае понимается снижение уровня шума ЛВС в сертификационной контрольной точке за счет установки глушителя или его модификации. При оценке полагается, что глушитель шума выхлопа не влияет на составляющую шума ЛВС от воздушного винта, обтекания планера, а также на аэроакустические эффекты в реальных самолетных компоновках. Отметим, что установка глушителя приводит к некоторому снижению располагаемой мощности двигателя, что дополнительно может снижать шум ДВС.

Подробно результаты анализа представлены в работе [16], сделаны следующие выводы о влиянии глушителей шума выхлопа на уровни шума ЛВС на местности.

При установке глушителей в системе выхлопа двигателей уровни шума ЛВС на местности снижаются на величину от 1,7 до 10,3 дБА, а в среднем на 4,6 дБА.

При наличии глушителей в выхлопном тракте иногда для большего снижения шума самолета в процессе эксплуатации устанавливают новые более эффективные глушители. Их эффективность выше, чем у штатных на 2,5–5,2 дБА, а в среднем на 3,7 дБА в составе силовой установки ЛВС.

При отсутствии в выхлопном тракте глушителей шума выхлопа применение капотов не целесообразно с точки зрения снижения шума. Установка капотов может приводить к дополнительному снижению шума ДВС с заглушенным выхлопом на 2–5 дБ [14] в зависимости от режима работы, и, как следствие, частотной области, где доминирует структурный шум. Также известно, что в низкочастотной области установка капотов неэффективна при борьбе с шумом ДВС.

Таким образом, можно констатировать, что средняя эффективность стандартных глушителей шума выхлопа в составе силовой установки составляет 4,6 дБА. Глушитель максимальной эффективности будет обеспечивать снижение уровней шума СУ на величину до 10,3 дБА. При выборе поршневого двигателя необходимо выбирать двигатель с наименьшей располагаемой мощностью, тем не менее, полностью обеспечивающей требуемый уровень летно-технических характеристик ЛА.

4. Влияние толкающей компоновки на шум воздушного винта

При расположении воздушного винта в толкающей компоновке появляется дополнительный источник шума, обусловленный аэродинамическим взаимодействием «лопасть-турбулентный след». На рис. 2 представлен график зависимости снижения суммарного уровня шума воздушного винта (ΔL) при его перемещении ниже по потоку на нормализованное расстояние x/c (отношение расстояния x к средней аэродинамической хорде крыла c (пилона или хвостового оперения)). На графике обобщены результаты исследований, представленные в трех работах [8, 23, 24]. Заштрихованная область 1 на графике соответствует диапазону разброса экспериментальных значений, полученных в работе [23] при эксперименте с разными вариантами хвостовых оперений, устанавливаемых выше по потоку.

Можно видеть, что для нивелирования эффекта толкающей компоновки воздушный винт следует располагать ниже по потоку на расстояние более одной средней аэродинамической хорды выше расположенного крыла (пилона или хвостового оперения).

Другим способом снижения шума толкающих винтов является продувка пилона (pylon blowing) с целью компенсации дефицита скорости в следе за пилоном. При полном выравнивании профиля скорости потока в следе за пилоном, можно обеспечить уровни шума толкающего винта на уровне изолированного винта.

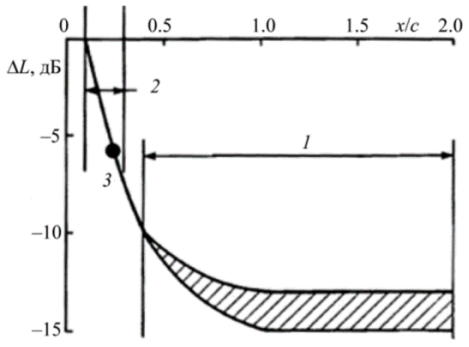


Рис. 2. График затухания шума винта с увеличением зазора между винтом и крылом.
1 – данные работы [23], 2 – данные работы [24], 3 – данные работы [8]

5. Методика выбора силовой установки с учетом шумовых ограничений

Одной из важных задач при проектировании легких винтовых самолетов и беспилотных воздушных судов является выбор силовой установки. Сначала выбирается двигатель (один или два) необходимой мощности и к нему подбирается винт, так чтобы силовая установка обеспечивала заданные летно-технические характеристики аппарата. В общем случае лучшим является тот двигатель, у которого сумма массы двигателя с редуктором и топлива, необходимого для обеспечения заданного времени полета, минимальна.

Принципиальная схема выбора силовой установки для ЛВС и БВС с учетом основных параметров, характеризующих шумность аппарата местности, рассмотрена на рис. 3.

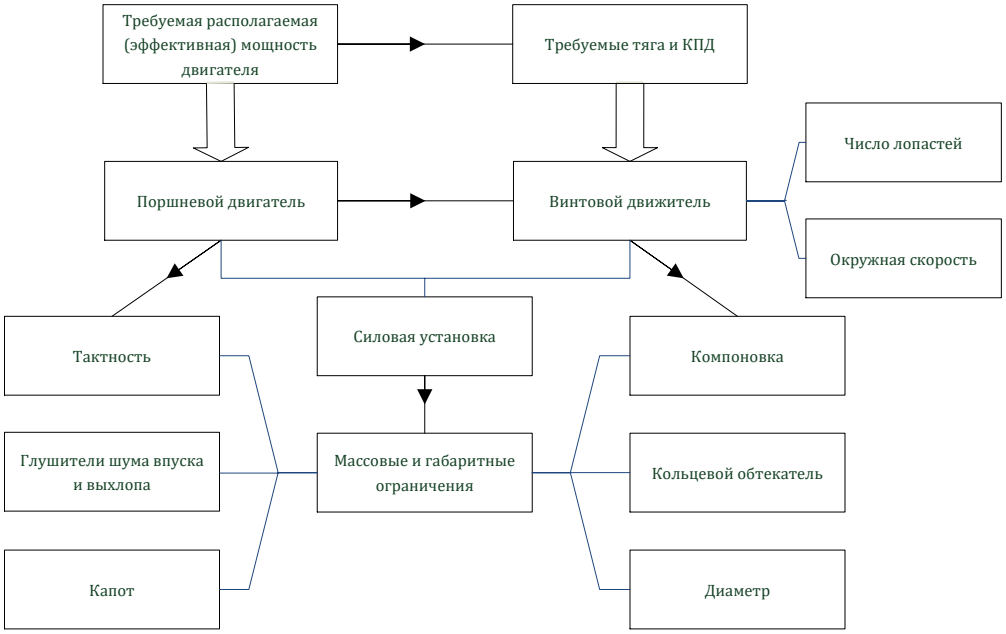


Рис. 3. Принципиальная схема выбора силовой установки для ЛВС и БВС, включая параметры, влияющие на характеристики шумности

Массовые и габаритные ограничения для поршневого двигателя связаны с необходимостью установки глушителей в каналах впуска и выхлопа, а также капотов. Под влиянием тактности двигателя в рамках предлагаемой схемы подразумевается влияние тактности на мощность двигателя с одной стороны и на акустический КПД с другой стороны. При одной и той же располагаемой мощности двухтактный двигатель будет существенно меньше по размерам и легче, чем четырехтактный, но существенно более шумный при отсутствии глушителей и капотов ввиду более высокого акустического КПД.

Основными параметрами, влияющими на шум винта, являются окружная скорость, число лопастей, диаметр, компоновка (тянущая или толкающая), а также наличие кольцевого обтекателя.

При подборе воздушного винта к двигателю в первую очередь определяется требуемый диаметр. Приближенно диаметр винта может быть определен по статистической формуле [10]:

$$d = k_d \sqrt[4]{\frac{N_e}{V \Delta n_m^2}}, \quad (4)$$

где N_e – располагаемая (эффективная) мощность двигателя, л.с.; n_m – частота вращения винта, об/мин; V – расчетная (крейсерская) скорость полета, км/ч; Δ – относительная плотность воздуха, равная отношению плотности воздуха на заданной высоте к плотности воздуха на уровне земли. Коэффициент k_d выбирается в зависимости от типа винта (см. таблицу 3).

Таблица 3

Значения коэффициента k_d согласно данным работы [10]

Тип винта	**Материал винтов**			
	дерево		**металл**	
	Число лопастей			
	2	**4**	**2**	**3**
Скоростной	98	82	96	89
Скороподъемный	110	92	108	103
Экономичный	104	89	103	99

При выборе диаметра винта также необходимо учитывать конструктивные ограничения:

– условие прочности [11] (nd<90 м/с, где n – частота вращения винта (об/с)),

– число Маха характерной скорости обтекания профиля лопасти в концевом сечении на взлетном режиме работы силовой установки не должно превышать 0,9,

– расстояние от конца лопасти до земли не менее 250 мм [10],

– расстояние от конца винта до любой части летательного аппарата, лежащей в плоскости вращения винта не менее 200 мм.

Современные воздушные винты выполняются из композиционных материалов, поэтому не существует массовых ограничений, связанных с количеством лопастей. Количество лопастей влияет на шумность винта и его КПД. Для малоразмерных винтов, работающих при низких числах Рейнольдса, применение в конструкции большего числа лопастей существенно снижает КПД.

Для улучшения аэродинамических характеристик воздушного винта и, как следствие, летно-технических характеристик ЛА в некоторых случаях целесообразно винт заключать в кольцевой обтекатель.

Профильный КПД самого винта, работающего в кольце, из-за большей скорости в плоскости вращения при большой нагрузке мощностью значительно выше, чем у такого же винта без кольца [11]. Поэтому при достаточно большой нагрузке мощностью преимущество по величине тяги у винтокольцевого движителя (ВКД) по сравнению с винтом без кольца может оказаться значительно большим, чем можно было ожидать за счет осевого КПД системы. Этот эффект особенно значителен, когда вследствие конструктивных или прочностных ограничений винт без кольца нельзя сделать оптимальным (недостаточна для заданной мощности величина или диаметра, или числа оборотов, или покрытия). В этих случаях, вследствие перегруженности, лопасти винта без кольца обтекаются (частично или полностью) с отрывом потока и, следовательно, с низким профильным КПД. В то же время исследования показывают, что оптимальные конструктивные параметры и частота вращения винта ВКД при одинаковой нагрузке мощностью значительно ниже, чем у винта без кольца, что позволяет делать ВКД

оптимальным, а обтекание лопастей безотрывным до больших нагрузок мощностью.

Также отметим, что окружная скорость винта в профилированном кольце меньше, чем в случае изолированного винта, при одной и той же тяге, что может приводить к существенному снижению шума винта Кольцевой обтекатель существенным образом может влиять и на пространственные характеристики звукового поля винта.

Под влиянием компоновки на шум воздушного винта в рамках схемы, представленной на рис. 4 помимо установки кольцевого обтекателя, т.е. применения ВКД, понимается два эффекта. Во-первых, это работа винта в следе от расположенных выше по потоку элементов планера, этот эффект подробно был рассмотрен в разделе 4. Во-вторых, расположение силовой установки над крылом, которое может обеспечивать существенное снижение шума за счет рассеяния излучения силовой установки на элементах планера.

Отметим также, что размещение силовой установки в следе от фюзеляжа может обеспечивать положительную интерференцию, что может приводить к снижению потребной мощности двигателя для полета ЛА. В то же время при расположении винта в толкающей компоновке следует ожидать увеличения тонального шума по сравнению со случаем изолированного винта за счет появления дополнительного источника шума, называемого шумом взаимодействия «лопасть-турбулентный след».

Заключение

Рассмотрена проблема выбора силовой установки для легких винтовых самолетов и беспилотных воздушных судов с учетом требований по шуму на местности. Сформулированы конкурентно необходимые уровни шума, на которые необходимо ориентироваться при проектировании легких винтовых самолетов. Рассмотрено влияние различных конструктивных параметров на шум воздушного винта. В частности, показано, что при расположении винта толкающей компоновке необходимо учитывать дополнительный источник шума, связанный с взаимодействием «лопасть-турбулентный след». При расположении винта ниже по потоку на расстояние более одной средней аэродинамической хорды крыла (пилона или хвостового оперения) уровни шума толкающего винта становятся сопоставимыми с уровнями шума изолированных воздушных винтов. Средняя эффективность современных глушителей шума выхлопа поршневых двигателей в составе силовой установки ЛВС составляет 4,6 дБА.

Список литературы

1. Международные стандарты и Рекомендуемая практика. Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. Охрана окружающей среды. Т. 1. Авиационный шум. Изд. 7. 2011.

2. Гончаренко Б. И., Кузьменков В. Ю., Котов А. Н. Экспериментальное исследование особенностей формирования спектра шумов беспилотного летательного аппарата // Noise Theory and Practice. 2020. Т. 6. № 4 (22). С. 49–59.

3. Moshkov P., Ostrikov N., Samokhin V., Valiev A. Study of Ptero-G0 UAV Noise with Level Flight Conditions // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. 2019. AIAA Paper No. 2019-2514.

4. Варюхин А. Н., Захарченко В. С., Гелиев А. В., Гордин М. В., Киселев И. О., Журавлев Д. И., Загуменнов Ф. А., Казаков А. В., Вавилов В. Е. Формирование обликов электрической силовой установки для сверхлегкого пилотируемого самолета // Авиационные двигатели. 2020. № 3 (8). С. 5–14.

5. Мошков П. А. Исследование вихревого шума вращающихся лопастей // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2020. № 2 (89). С. 85–98.

6. Moshkov P., Samokhin V., Yakovlev A. Engine-propeller power plant aircraft community noise reduction key methods // Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. Vol. 12. No. S9. pp. 8601–8606.

7. Molin N. Airframe noise modeling and prediction // CEAS Aeronautical Journal. 2019. Vol. 10. No. 1. pp. 11–29. DOI: 10.1007/s13272-019-00375-4

8. Мошков П. А., Самохин В. Ф. Исследование влияния зазора между толкающим воздушным винтом и крылом на уровень шума легкого самолета на местности // Ученые записки ЦАГИ. 2016. Т. 47. № 6. С. 55–60.

9. Viera A., Malgoezar A., Snellen M., Simons D. G. Experimental study of shielding of propeller noise by a wing and comparison with model predictions // Euronoise-2018. 2018. pp. 237–244.

10. Бадягин А. А., Мухамедов Ф. А. Проектирование легких самолетов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.

11. Остроухов С. П. Аэродинамика воздушных винтов и винтокольцевых движителей. – М.: ФИЗМАТЛИТ. 2014, – 328 с.

12. Зленко Н. А., Кедров А. В., Кишалов А. Н. Оптимальное аэроакустическое проектирование воздушного винта // Ученые записки ЦАГИ. 2011. Т. 42. № 6. С. 92–103.

13. Лубянченко А. А. Приближенные физико-математические модели газодинамических и аэроакустических процессов в глушителях шума выпуска ДВС // Noise Theory and Practice. 2015. Т. 1. № 2 (2). С. 72–83.

14. Мошков П.А., Яковлев А.А. Экспериментальное исследование влияния капотирования двигателя на акустические характеристики авиационной поршневой силовой установки // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 6. С. 271–274.

15. Pavlov G. I., Nakoryakov P. V., Sukhovaya E. A. Development of silencer for low-power internal combustion engines // Procedia Engineering 2017. V. 206. pp. 1690–1695.

16. Мошков П. А., Самохин В. Ф. Проблемы проектирования легких винтовых самолетов с учетом требований по шуму на местности // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 1. С. 19–34.

17. Hubbard H. H. Aeroacoustics of flight vehicles: Theory and Practice: Noise sources // NASA References Publication 1258. 1991. Vol.1. WRDC. Technical report 90-3052. 606 p.

18. Yu P., Peng J., Bai J., Han X., Song X. Aeroacoustic and aerodynamic optimization of propeller blades // Chinese Journal of Aeronautics. 2020. Vol. 33 No.3. pp. 826–839.

19. Drobietz R., Neuwerth G. Noise reduction potential of swept propeller blades // Proceedings of CEAS Forum on Aeroacoustics of rotors and propellers. 1999. Rome. Italy. pp. 65–77.

20. Мошков П. А., Самохин В. Ф. Интегральная модель шума винтомоторной силовой установки // Инженерно-физический журнал. 2018. Т. 91. № 2. С. 353–360.

21. Мошков П. А., Самохин В. Ф. Оценка влияния числа лопастей и диаметра на шум воздушного винта // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15. № 3. С. 25–34.

22. Huang Z., Yao H, Lundbladh A., Davidson L. Low-Noise Propeller Design for Quiet Electric Aircraft // AIAA AVIATION 2020 FORUM. 2020. AIAA Paper No. 2020-2596.

23. Soderman P. T., Clifton Horne W. Acoustic and aerodynamic study of a pusher-propeller aircraft model // NASA TP-3040, 1990.

24. Block P. J. W., Gentry C. L., Jr. Directivity and trends of noise generated by a propeller in a wake // NASA TP2609, 1986.

УДК 628.517.2
OECD 01.03.AA

Совместное применение расчетного и измерительного методов оценки шума железнодорожного транспорта для разработки шумозащитных мероприятий

Черняк В.В.[1*], Куклин Д.А.[2], Буторина М.В.[3], Васильев А.П.[4]
[1]Магистрант, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Д.т.н., профессор Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]К.т.н., доцент Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия
[4]Аспирант, Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В статье рассматривается совместное применение расчетного и измерительного методов оценки шума от железнодорожного транспорта, воздействующего на селитебные территории. Карты шума, полученные путем расчета распространения шума на местности, являются наиболее эффективным инструментом для оценки шума на селитебной территории от потоков железнодорожного транспорта. Для получения достоверных результатов при применении карт шума, одним из наиболее важных этапов разработки является калибровка карты путем оценки сходимости расчетных значений шума в контрольных точках с результатами натурных инструментальных измерений. Данный подход применен для оценки акустической ситуации на селитебной территории поселка Петро-Славянка и последующей разработки комплекса шумозащитных мероприятий.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, шум, картирование шума, калибровка карт шума, шумозащитные мероприятия.

Joint application of calculation and measurement methods of railway transport noise assessment for the development of noise protection measures

Cherniak V.V.[1], Kuklin D.A.[2], Butorina M.V.[3], Vasilev A.P[4]*
[1]Master student, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[2]Doctor of Engineering Sciences, Professor, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[3]Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
[4]Postgraduate student, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article considers the joint application of computational and measurement methods for assessing noise from railway transport affecting residential areas. Noise maps obtained by calculating the noise attenuation on the ground are the most effective tool for assessing noise in residential areas from railway traffic flows. In order to obtain reliable results when applying noise maps, one of the most important stages of development is calibration of the map by assessing the convergence of calculated noise values at control points with the results of in-situ instrumental

[*]*Автор корреспондент: chvv@ivas.su (Черняк В.В.)*

measurements. This approach is used to assess the acoustic situation in the residential area of the Petro-Slavyanka settlement and the subsequent development of a set of noise protection measures.

Key words: *rail noise, noise calculation, noise mapping, calibration of noise map, noise protection measures.*

Введение

В настоящее время для значительной части развитых стран железнодорожный транспорт стал основным способом транспортировки большого количества пассажиров и грузов, такая тенденция развития стимулируется экономическим ростом. В связи с увеличением грузо- и пассажирооборота железнодорожного транспорта увеличивается нагрузка на существующие пути движения поездов, в том числе проходящие в непосредственной близости от селитебных территорий, что приводит к ухудшению акустической ситуации. От 50 до 70% населения развитых и развивающихся территорий подвержено вредному воздействию шума от железнодорожного транспорта [1]. Всемирная организация здравоохранения признала, что шум в населенных пунктах является серьезной проблемой для здоровья населения. Он вызывает такие негативные ощущения, как беспокойство, раздражение, а чрезмерное шумовое воздействие может привести к таким состояниям, как гипертония, снижение функциональной работоспособности, трудности со сном [2], поэтому проблема снижения шума от железнодорожного транспорта остается актуальной.

Карты шума на данный момент являются действенным инструментом для оценки акустической ситуации на территории вблизи железных дорог и разработки шумозащитных мероприятий. Карты шума на расчетный и перспективный период разрабатываются расчетными методами. Процесс составления такой карты можно подразделить на следующие этапы:

1. сбор данных об источниках шума;
2. составление модели местности (здания, рельеф и т.п.);
3. расчет распространения шума;
4. анализ полученных данных и разработка рекомендаций [3].

При разработке карт шума существующих объектов важно убедиться, что полученная картина полностью соответствует действительности. Для этого проводятся рекогносцировочные обследования местности с целью уточнения рельефа, расположения застройки и экранирующих сооружений, кроме того выполняются измерения уровней шума в наиболее репрезентативных точках.

В качестве примера в статье рассматривается разработка шумозащитных мероприятий в поселке Петро-Славянка. На территории поселка Петро-Славянка к рассматриваемому участку пути прилегает территория жилой застройки с малоэтажными жилыми домами высотой 1-2 этажа. Минимальное расстояние от железнодорожных путей до жилой застройки составляет 50 метров. По участку следуют пригородные электропоезда, грузовые поезда, скоростные поезда типа «Ласточка», «Сапсан» и «Невский экспресс», а также пассажирские поезда.

1. Разработка карт шума

Для оценки шумового воздействия на прилегающую территорию был выполнен расчет шумовой характеристики железнодорожного транспорта, в основу которого легли натурные измерения и данные об интенсивности движения железнодорожного транспорта по рассматриваемому участку. Такой метод является эффективным так как позволяет получить наиболее точную картину с учетом фактического движения поездов. Измерения шумовой характеристики потока железнодорожного транспорта проводились согласно

методике ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики». Шумовой характеристикой потока железнодорожного транспорта являются эквивалентный и максимальный уровни звука на расстоянии 25 м от оси ближнего пути [4]. По результатам измерений и последующего расчета шумовая характеристика потока составила 67 дБА по эквивалентному уровню звука и 81 дБА по максимальному в дневное время, 68 дБА и 83 дБА по эквивалентному и максимальному уровням звука в ночное время.

Поскольку разность расчетных максимального и эквивалентного уровней звука не более 15 дБА, расчет требуемого снижения уровня шума производится для эквивалентных уровней.

Калибровка карт шума производится при помощи измерений уровней шума на территории жилой застройки. Для проверки достоверности принятой в расчет модели были проведены измерения уровней шума на селитебной территории в наиболее репрезентативных контрольных точках по методике ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий» [5]. Результаты измерений сравнивались с результатом расчета уровней шума в различных расчетных точках. Результаты расчетов (см. рис. 1 и рис. 2) совпадают с результатами измерений с точностью до 2 дБА, что соответствует требованиям ГОСТ Р 56394-2015, таким образом, расчетная модель является достоверной и может использоваться для разработки шумозащитных мероприятий.

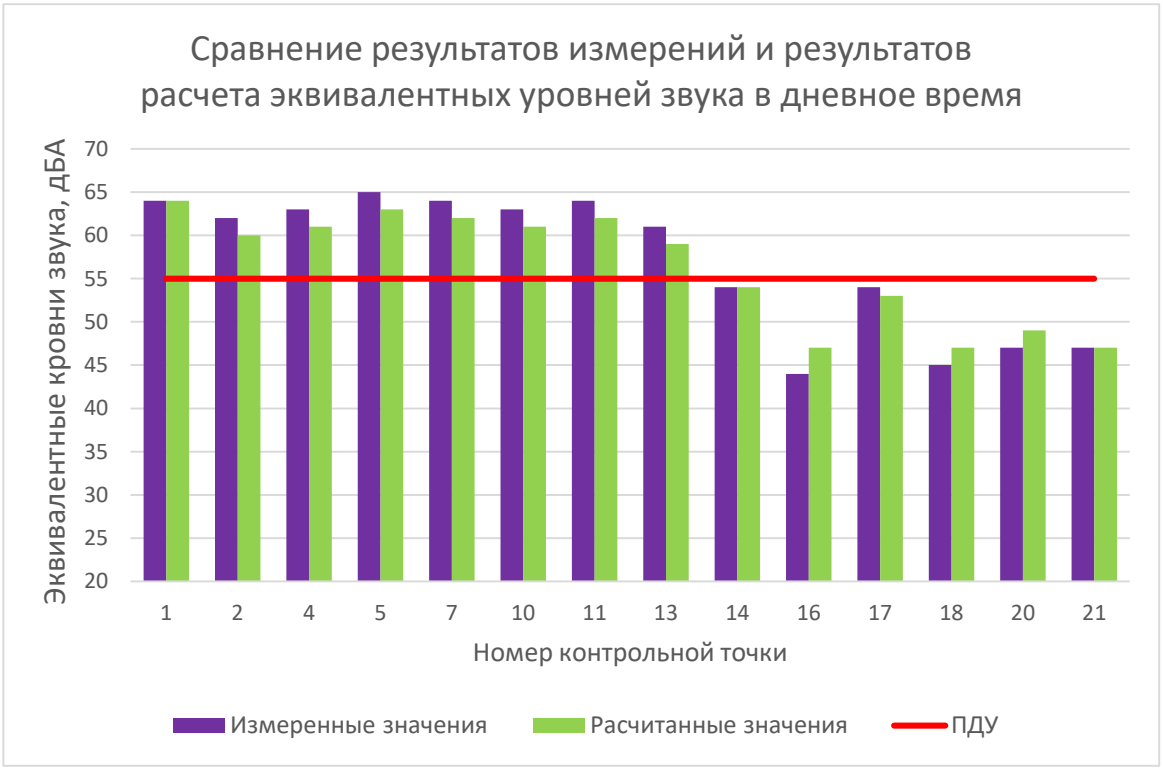


Рис. 1. Сравнение результатов измерений и результатов расчета эквивалентных уровней звука в дневное время

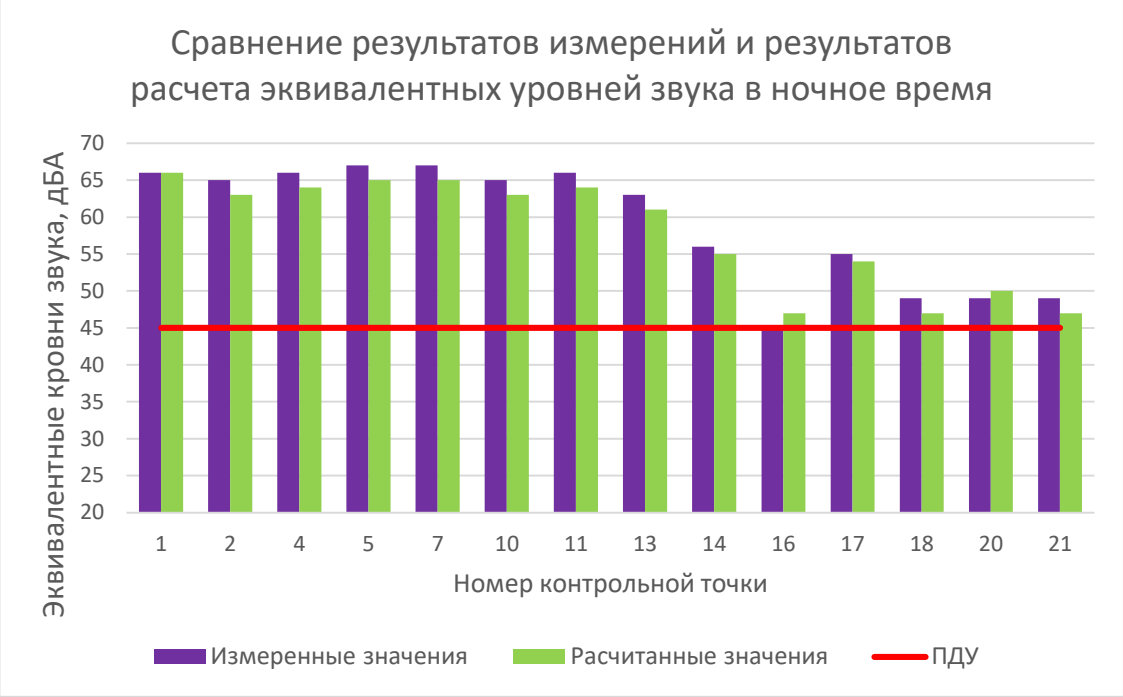


Рис. 2. Сравнение результатов измерений и результатов расчета эквивалентных уровней звука в ночное время

Диаграммы наглядно отображают превышение ПДУ на рассматриваемой территории. Расчеты показывают, что требуемое снижение уровней шума, создаваемых железнодорожным транспортом, в расчетных точках составит 10 дБА в дневное время и 22 дБА в ночное время. С помощью программного комплекса SoundPLAN были составлены карты шума территории, на которых наглядно показаны зоны, подверженные наибольшему шумовому воздействию (рис. 3). Для снижения уровня шума в жилой застройке необходимо разработать комплекс шумозащитных мероприятий.

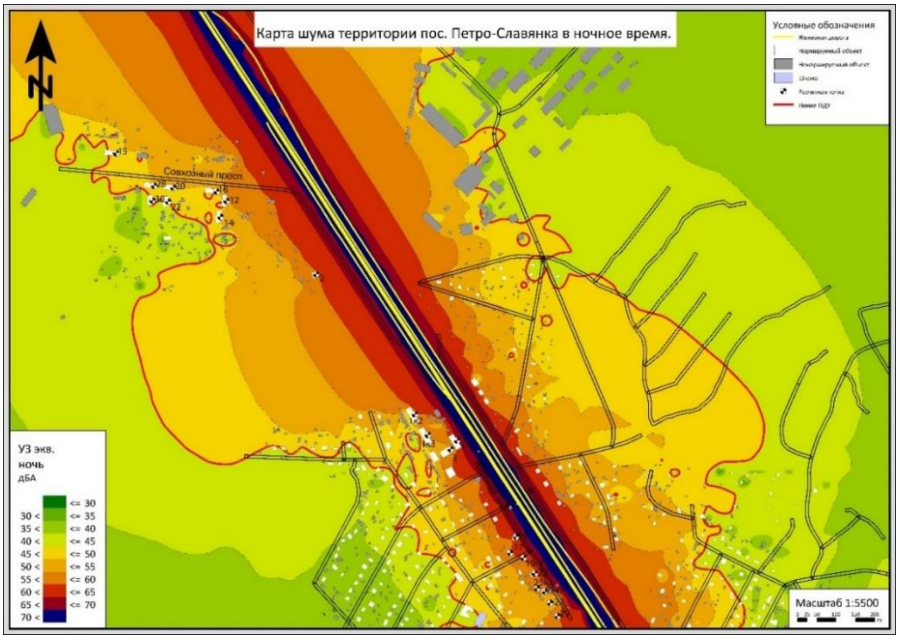


Рис. 3. Карта шума территории без шумозащитных мероприятий в ночное время

2. Разработка шумозащитных мероприятий

Расчеты эквивалентных уровней шума на селитебной территории с учетом фоновых уровней шума в ночное время до и после применения шумозащитных мероприятий представлены на рис. 4. Для обеспечения соблюдения предельно допустимых уровней на территории и в помещениях жилых зданий рекомендована установка шумозащитных экранов вдоль путей железнодорожного транспорта. Высота акустических экранов, установленных вдоль железной дороги, составляет 5,5 и 6 м, а эффективность достигает от 3 до 14 дБА. Результаты расчетов показали, что применение шумозащитных экранов не позволяет снизить уровень шума до нормативных значений. После установки шумозащитных экранов превышение уровней шума на селитебной составит до 10 дБА. В связи с выявленными превышениями расчетных параметров шумового загрязнения над нормативными показателями, установленными для нормируемых по фактору шума помещений, кроме установки шумозащитных экранов для защиты жилых помещений рекомендовано шумозащитное заполнение оконных проемов с установкой пассивных проветривающих шумозащитных устройств на фасадах домов, которые соответствуют расчетным точкам №1-8 и №10-13. Звукоизоляция шумозащитного заполнения оконных проемов в режиме проветривания достигает 30-40 дБА, применяются пассивные клапаны-проветриватели. Установка шумозащитного остекления с применением пассивных клапанов-проветривателей позволяет принять поправку +10 дБА для предельно допустимых уровней шума согласно примечанию 2 к таблице 3 СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [6], что позволит получить значения уровней звука, не превышающие нормативные, в контрольных точках на территории у фасадов жилых домов.

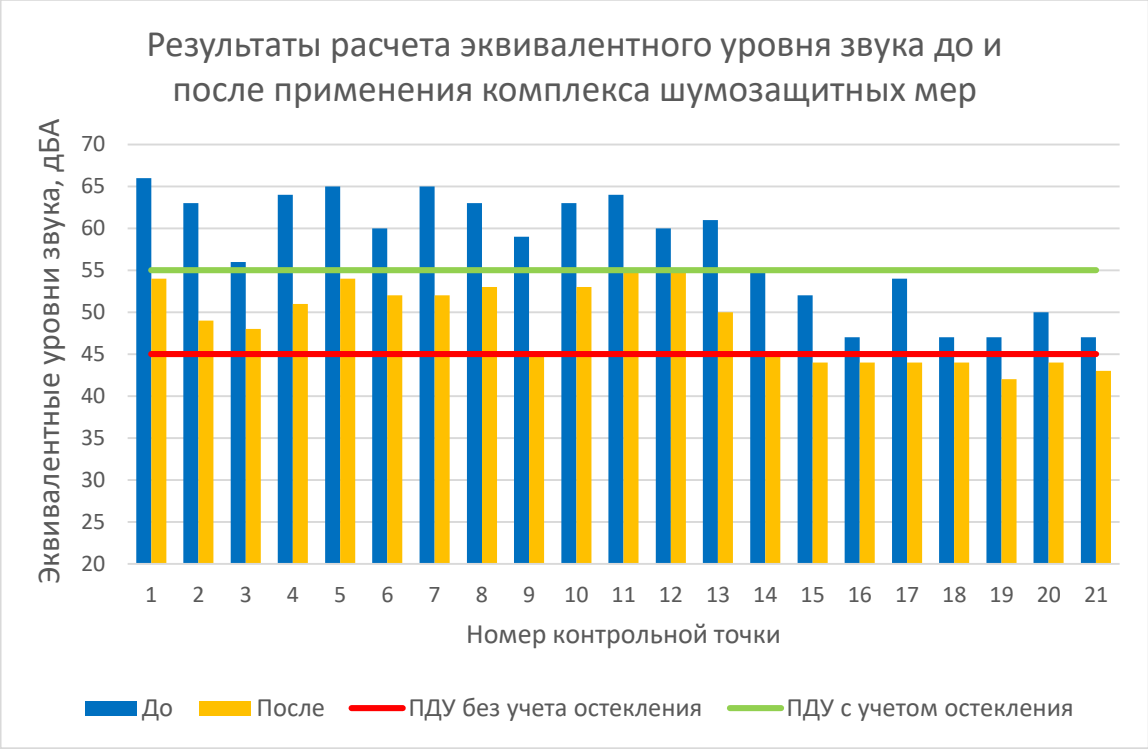


Рис. 4. Результаты расчета эквивалентного уровня звука до и после применения комплекса шумозащитных мер

Предусмотренные шумозащитные мероприятия позволят снизить уровни шума на селитебной территории до нормативных значений. Карта шума, составленная после разработки мероприятий, представлена на рисунке 5.

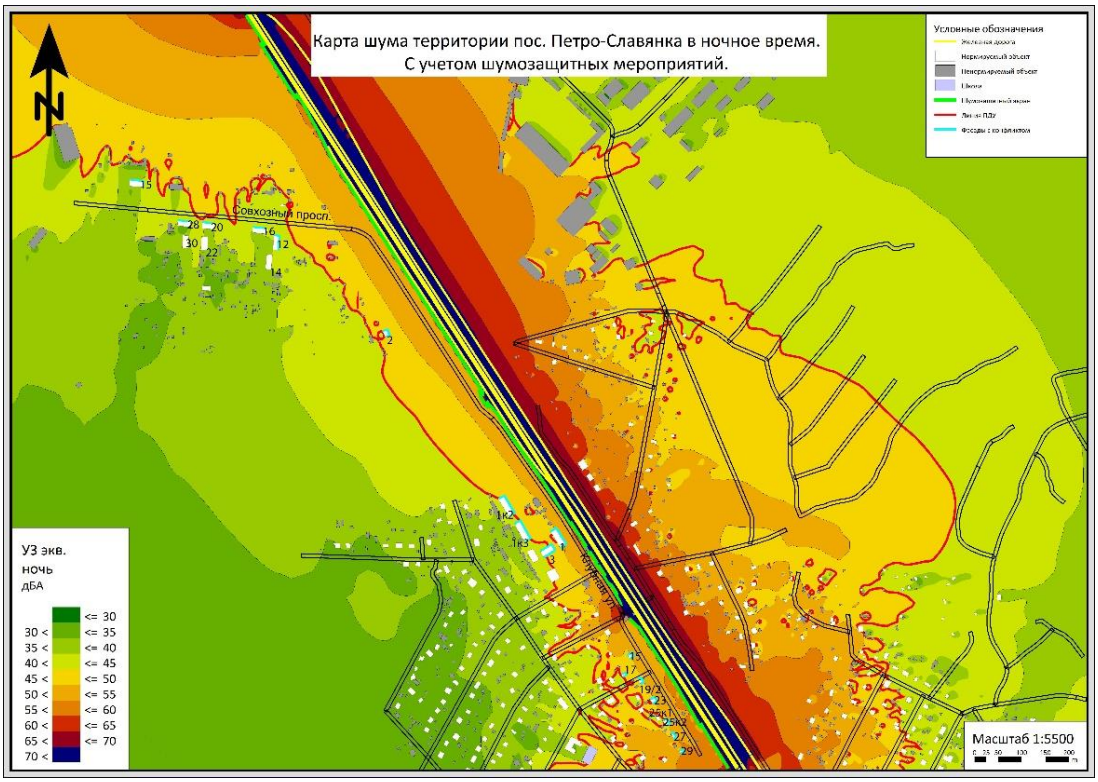


Рис. 5. Карта шума территории с учетом шумозащитных мероприятий в ночное время

Заключение

На сегодняшний день карты шума являются наиболее удобным источником информации об акустической ситуации на территории населенных пунктов. Применение карт шума позволяет разработать шумозащитные мероприятия и произвести оценку их эффективности ещё до внедрения мероприятий, путем построения цифровой модели местности и выполнения расчетов для различных вариантов исполнения шумозащитных мероприятий [7]. Такой подход к оценке эффективности позволяет вносить необходимые корректировки в состав шумозащитных мероприятий еще на этапе их разработки. При разработке карты шума для существующих объектов необходимо выполнять проверку достоверности построенной расчетной модели путем сравнения полученных программным расчетом значений с результатами натурных измерений. Данный метод был применён при разработке комплекса шумозащитных мероприятий на территории поселка Петро-Славянка. По результатам проведённых натурных измерений и расчетов уровней шума на селитебной территории поселка, было установлено, что эквивалентные и максимальные уровни звука не соответствуют нормативным значениям согласно СН 2.2.4/2.1.8.562-96 в дневное и ночное время суток. Для защиты селитебной территории от шума железнодорожного транспорта был разработан комплекс мероприятий, включающий в себя установку шумозащитных экранов высотой 5,5 и 6 м и установку шумозащитного остекления с применением пассивных клапанов-проветривателей. При помощи карт шума был разработан комплекс шумозащитных мероприятий, который позволил снизить уровни шума до нормативных значений.

Список литературы

1. Куклин Д. А., Дроздова Л. Ф., Шабарова А. В. Оценка общего эффекта дорожного и железнодорожного шума и разработка мероприятий по его снижению // Защита от повышенного шума и вибрации сборник докладов. СПб: БГТУ «Военмех», 2019. С. 516 – 523.

2. Иванов Н.И. Защита от шума и вибрации –Издательство «НИЦ-Арт», 2017.-268с.

3. Шабарова А. В. Использование карт шума при разработке шумозащитных мероприятий на рабочих местах промышленных предприятий // Молодежь. Техника. Космос: труды двенадцатой общерос. молодежн. науч.-техн. конф. В 4 т. Т. 4. / Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2020. 205– 210 с.

4. ГОСТ 20444-2014 «Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики» М.: Стандартинформ, 2015. – 15 с.

5. ГОСТ 23337-2014. «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий»: Изд-во стандартов, 2014. – 21 с.

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

7. Буторина М.В., Куклин Д.А., Матвеев П.В., Олейников А.Ю. Оценка шума железнодорожного транспорта и разработка шумозащитных мероприятий // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2019. № 2 (74). С. 57-65.

УДК 62-94
OECD 2.11

Сравнение двух методов оценки пиковых значений виброускорения, виброскорости и виброперемещения

Руденко Ю.К.[1*], Воронков А.А.[2]
[1]Инженер-физик ООО «ПКФ Цифровые приборы», г. Москва, Россия
[2]Ведущий инженер ООО НПФ «ЭлектронДизайн», г. Москва, Россия

Аннотация

В работе представлены два метода оценки пиковых параметров вибрации (виброускорения, виброскорости и виброперемещения): методом третьоктавного анализа и методом интегрирования сигнала виброускорения с последующим применением алгоритма быстрого преобразования Фурье (БПФ). Работа включала в себя запись сигнала виброускорения и текущих среднеквадратичных значений виброускорения в третьоктавных полосах частот при помощи виброметров-анализаторов спектра Экофизика-110А и одноканальных датчиков типа АР2006. С использованием программного обеспечения Signal+3G RTA полученные данные обрабатывались двумя разными методами с целью оценки пиковых значений виброускорения, скорости и перемещения. В результате было показано, что два метода коррелируют между собой при выявлении доминирующих составляющих частотного спектра, абсолютные значения пиковых величин, полученные разными методами, отличаются не более чем на 60 %.

Ключевые слова: виброускорение, виброскорость, виброперемещение, третьоктавный анализ, быстрое преобразование Фурье.

A comparison of two methods for evaluating the peak values of vibration acceleration, velocity and displacement

Rudenko Yu.K.[1], Voronkov A.A.[2]*
[1]Engineer-physicist, LLC 'PKF Zifrovye pribory', Moscow, Russia
[2]Leading engineer, LLC NPF 'ElectronDesign', Moscow, Russia

Abstract

Two methods for evaluating the peak values of vibration (vibration acceleration, vibration velocity and vibration displacement) are shown: the method of one-third octave analysis and the method of integrating the vibration acceleration signal with subsequent application of the fast Fourier transform (FFT) algorithm. The real-time signal and the current root mean square values in the one-third octave bands of vibration acceleration were recorded by the vibration meter and spectrum analyzer EKOPHYSIKA-110A with single-channel acceleration transducers AP2006. The obtained data were processed in two different ways by the software Signal+3G RTA to evaluate the peak-to-peak values of vibration acceleration, velocity and displacement. As a result a good correlation of two methods was shown when identifying the dominant components of the frequency spectrum. The difference in the absolute peak-to-peak values obtained by two methods is not more than 60%.

Keywords: *vibration acceleration, velocity, displacement, one-third octave analysis, fast Fourier transform algorithm.*

Введение

Измерение и оценка такого параметра, как пиковая виброскорость, необходимо в задачах строительной виброметрии, в том числе по ГОСТ Р 52892-2007 [1]. Для его

[*]*Автор корреспондент: ykrudenko@gmail.com (Руденко Ю.К.)*

анализа системами на базе вибометров-анализаторов спектра Экофизика-110А осуществляется запись зависимости сигнала виброускорения от времени с последующей обработкой либо обработка специализированным встроенным ПО прибора («Вибрация зданий ЭФБ-HF»). При этом необходимо обладать специальным программным обеспечением, которое позволяет произвести интегрирование сигнала во временной области для получения сигнала виброскорости, и с помощью математической обработки, например, быстрого преобразования Фурье, получить спектр скорости.

В таких задачах часто приходится анализировать квазистационарные процессы, когда заранее известен ориентировочный спектральный состав вибрации. Например, при оценке воздействия вибрации на здания, находящиеся рядом с метро и наземным транспортом. В этих случаях можно оценить преобладающие (доминирующие) частоты и получить пиковую виброскорость более простым способом. В данной работе описан метод оценки этих параметров из третьоктавного спектра среднеквадратичных значений виброускорения и сравнение его с более точным методом анализа временной реализации сигнала. Помимо этого также приведено сравнение пиковых значений виброускорени и виброперемещения, полученных двумя разными способами.

1. Описание методов оценки

Исследуемый сигнал виброускорения был записан с помощью виброметра-анализатора спектра Экофизика-110А и малошумящих одноканальных датчиков типа АР2006. Точка измерения находилась на фундаменте строящегося здания в центральном районе города Москвы. Движение всех транспортных потоков (метро, трамваи, автотранспорт) в районе обследуемого здания было типичным для буднего дня. Предварительно выяснилось, что вибрация имела два вклада, один из которых был связан со случайной вибрацией, другой вклад носил периодический характер. Предполагалось, что источником случайной вибрации являлись строительные работы недалеко от точки измерения. При этом соотношение двух вкладов таково, что случайной вибрацией можно было пренебречь. Поэтому можно считать, что исследуемый процесс носил квазистационарный характер. В качестве анализа было выбрано вертикальное направление, так как уровни виброускорения по нему достигали больших значений, по сравнению с горизонтальным.

1.1. Описание метода оценки с помощью третьоктавного анализа спектра

В предположении периодического постоянного и синусоидального характера виброускорения a зависимость от времени $a(t)$ выражается следующим образом:

$$a(t) = A * sin(2\pi f t), \tag{1}$$

где A – амплитуда колебания, f – его частота. Тогда модуль виброскорости Vи виброперемещения D можно выразить [2]:

$$V = \frac{A}{2\pi f}, \qquad D = \frac{A}{4\pi^2 f^2}, \tag{2}$$

и связь уровней виброскорости и виброперемещения с уровнем виброускорения:

$$L_A = 20lg\left(\frac{A}{A_0}\right), A_0 = \frac{10^{-6}\text{м}}{c^2},$$

$$L_V = 20lg\left(\frac{V}{V_0}\right) = L_A + 20lg\left(\frac{A_0}{2\pi f V_0}\right), V_0 = 50 * 10^{-9}\frac{\text{м}}{c}, \tag{3}$$

$$L_D = 20lg\left(\frac{D}{D_0}\right) = L_D = L_A + 20lg\left(\frac{A_0}{4\pi^2 f^2 D_0}\right), D_0 = 10^{-12}\text{м}.$$

Для анализа были выбраны третьоктавные полосы частот 3.15 - 100 Гц. В данном частотном диапазоне источниками вибрации, воздействующей на здание, могут быть наземный транспорт (10 – 16 Гц) и поезда метрополитена (16 – 63 Гц) [3]. За пределами указанного частотного диапазона вклад в собственные колебания зданий пренебрежимо мал, вибрацию могут создавать специальные источники, которые в данном исследовании зафиксированы не были и поэтому не рассматриваются.

Третьоктавный спектр ускорения строился по текущим среднеквадратичным значениям ускорения за 5 сек (СКЗ 5 сек) в третьоктавных полосах частот. Третьоктавные спектры скорости и перемещения строились по значениям, полученным из уровней скорости и перемещения по формулам (3) с использованием уровней ускорения СКЗ 5 сек.

Чтобы рассчитать описываемым способом пиковые значения виброускорения (характеристика Пик-Пик), необходимо увеличить в $2\sqrt{2}$ раз максимальные текущие среднеквадратичные значения ускорения за 5 сек (СКЗ 5 сек) в третьоктавных полосах частот (так как сигнал в каждой третьоктавной полосе предполагается синусоидальным и рассматривается параметр пик-пик). Окончательная формула для расчета пикового ускорения имела вид:

$$a_{peak,5\ sec} = \sum_{3.15-100\ Hz} a_{max\ rms,5\ sec} \times 2\sqrt{2}, \quad (4)$$

аналогично выглядят формулы для пиковых скорости $v_{peak,5\ sec}$ и перемещения $d_{peak,5\ sec}$.

Данный метод основан на допущении, что измеряемый процесс является квазистационарным. Фактическое отсутствие источников вибрации в рассматриваемом диапазоне частот тоже можно отнести к квазистационарному процессу. Длительность исследуемого процесса много больше $1/f = 1/2.81\ \text{Гц}^{-1} = 0.4$ сек.

Помимо этого предполагается, что вибрацию в каждой третьоктавной полосе можно заменить колебанием только на одной центральной частоте полосы. Метод предполагает суммирование пиковых значений по третьоктавам в исследуемом диапазоне частот, что также является допущением, так как в действительности общее пиковое значение было бы равно сумме значений амплитуд отдельных спектральных составляющих только в том случае, когда все эти составляющие имели бы одинаковую фазе, что на практике не реализуется. Поэтому оценка таким методом не является точной и заведомо предполагается завышенной.

Однако расчеты показали, что значение пиковых параметров при измерениях быстроменяющихся процессов (например, пир забивке свай) является меньше полученных более точным вторым методом. Это может быть объяснено выбором времени усреднения при измерении спектра (СКЗ 5 сек), которое существенно больше типового времени вибрационного события. Расчет с максимальными значениями из 1 сек СКЗ показал, что разница пиковых значений уменьшается в два раза. Вторая причина занижения результата оценки пикового ускорения через третьоктавный спектр в сравнении с прямым выделением пикового значения это эффекты, связанные с групповой задержкой при октавном анализе (особенно низкочастотном).

1.2. Описание метода оценки с использованием сигнала виброускорения

Оценка вторым методом предполагает использование алгоритмов фильтрации в временной области частот и последующем выделении пикового значения в временной форме сигнала [4]. Все указанные процедуры реализовывались ПО Signal+3G RTA [5]. Измеренный сигнал виброускорения с начальной частотой дискретизации 750 Гц с применением фильтра высоких частот и децимации приводился к сигналу с нижней частотой полезного сигнала, равной 2,8 Гц, и частотой дискретизации 250 Гц. Сигнал виброскорости и виброперемещения получался путем интегрирования и двойного интегрирования из сигнала виброускорения в том же ПО. В алгоритме преобразования

Фурье использовалось окно 32 768 точек, что при частоте дискретизации 250 Гц соответствует 131 сек. В качестве временного окна применялось окно Вишнякова (модифицированное окно Flap-Top (ISO 18431) [6].

Пиковые значения (характеристика Пик-Пик) соответствовали размаху (максимальному разбросу) зарегистрированных мгновенных значений сигнала. Дополнительно к выделению пикового значения для ускорения, скорости и перемещения рассчитывался узкополосный спектр с применения алгоритма БПФ. По сравнению с вышеизложенным методом данный метод позволяет проводить спектральный анализ сигнала с большим разрешением по частоте и фиксировать точные пиковые значения величин без предварительного усреднения по времени.

Результаты измерений для одного и того же временного фрагмента двумя методами представлены в пункте 2.

2. Сравнение пиковых величин и спектров, полученных разными методами

2.1. Сравнение пиковых величин

На рис. 1-3 представлены записи сигналов ускорения, скорости и перемещения в зависимости от времени в частотном диапазоне 2,8 - 125 Гц (время показано в секундах относительно начала анализируемого фрагмента). На графиках показано, как было рассчитано пиковое значение виброускорения вторым способом.

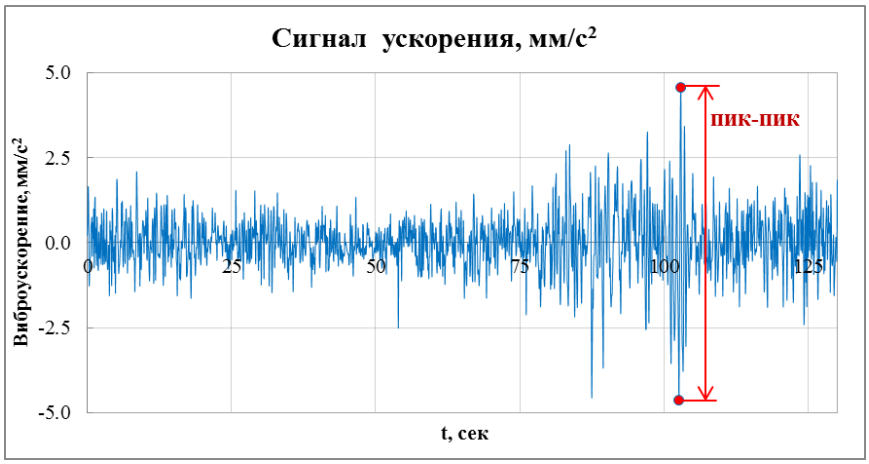


Рис. 1. Зависимость значения виброускорения от времени

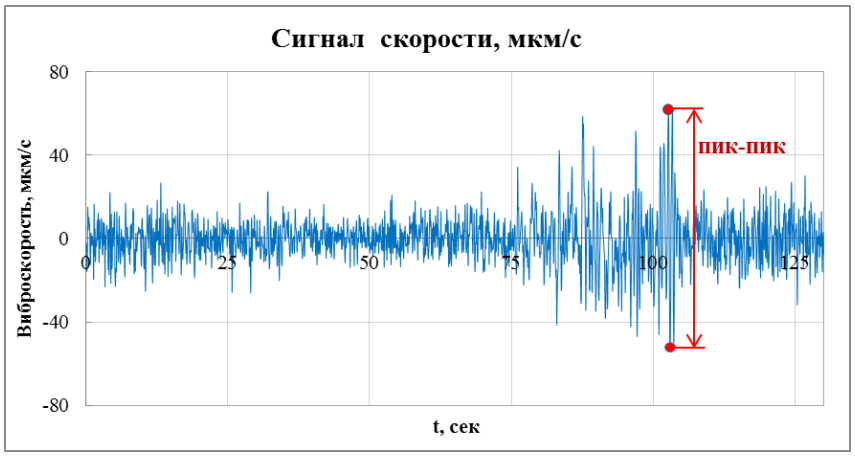


Рис. 2. Зависимость значения виброскорости от времени

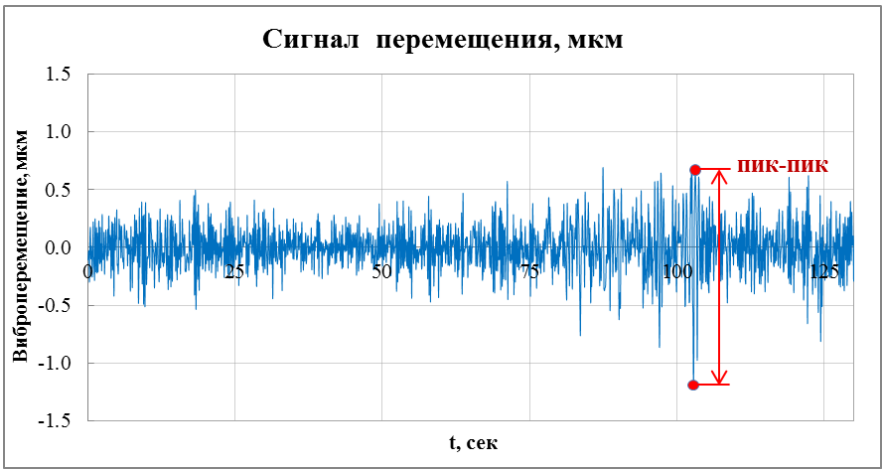


Рис. 3. Зависимость значения виброперемещения от времени

В таблице 1 представлено сравнение параметров пик-пик величин, полученных разными методами. Метод суммирования по третьоктавам дает завышенную оценку по сравнению с методом, в котором анализируется сигнал, как было указано в пункте 1.2. Также помимо представленных выше измерение измерений было проведено аналогичное сравнение расчёта пиковых значений двумя методами для вибрации от забивки свай. В данном случае оценка по первому методу была меньше, чем по второму (объяснение также приведено в п. 1.2), но отличие составляло не более 50%.

Таблица 1

Пиковые величины ускорения, скорости и перемещения

Параметр	**Первый метод** (третьоктавный анализ)	**Второй метод** (анализ сигнала)	**Соотношение**
Ускорение, пик-пик, мм/с^2	17,2	10,9	58%
Скорость, пик-пик, мкм/с	196	164	20%
Перемещение, пик-пик, мкм/с	3,34	2,46	36%

2.2. Сравнение спектров

В результате обработки двумя различными методами были получены спектры виброускорения (рис. 4, 5), виброскорости (рис. 6, 7) и перемещения (рис. 8, 9). По оси X, соответствующей оси частот, был выбран логарифмический масштаб.

Рис. 4. Третьоктавный спектр ускорения

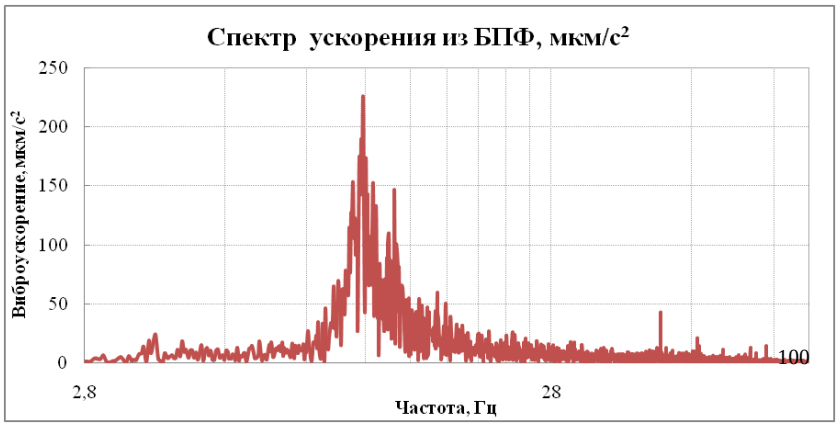


Рис. 5. Спектр ускорения, полученный из БПФ сигнала

Рис. 6. Третьоктавный спектр скорости

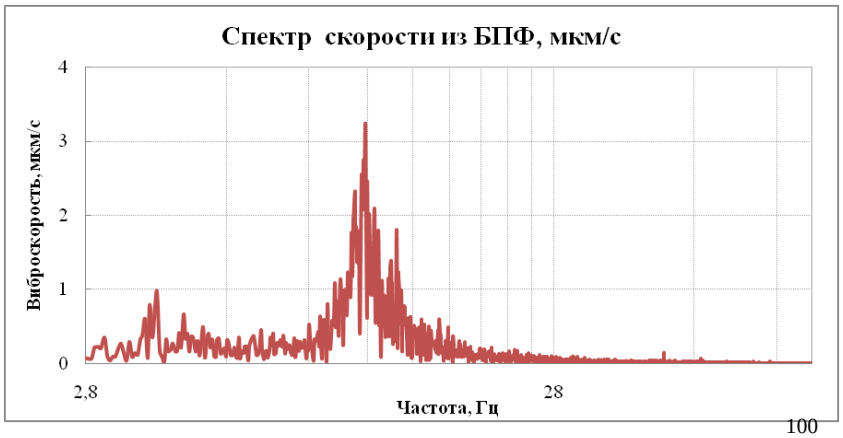


Рис. 7. Спектр скорости, полученный из БПФ сигнала

Рис. 8. Третьоктавный спектр перемещения

Рис. 9. Спектр перемещения, полученный из БПФ сигнала

Сравнивая полученные двумя разными способами графики спектров, можно сделать вывод, что частотные диапазоны, в которых сосредоточена энергия измеряемых вибрационных процессов, коррелируют между собой.

Заключение

В работе было проведено сравнение двух различных методов получения спектров пиковых виброускорения, скорости и перемещения для процесса, который предполагается квазистационарным. Сравнение показало, что методом спектрального анализа ускорения в третьоктавных полосах частот можно верно оценить частоты доминирующих составляющих и использовать данный метод, как более простой и менее трудоемкий, по сравнению с более точным узкополосным спектральным анализом. Пиковые значения скорости и перемещения совпадают с точностью до 50%, виброускорения – с точностью до 60%, что говорит о том, что методом суммирования по третьоктавам можно приближенно оценивать пиковые параметры вибрации.

Список литературы

1. ГОСТ Р 52892-2007. Измерение вибрации и оценка ее воздействия на конструкцию: национальный стандарт Российской Федерации: дата введения 2008-10-01 / Федеральное агентство по техническому регулированию. – Текст: электронный // URL: http://www.aero.garant.ru (дата обращения: 20.02.2021)

2. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом : учебник / Н. И. Иванов. Москва: Логос, 2008. - 422 с. - ISBN 978-5-98704-659-3. - Текст: непосредственный.

3. Цукерников, В.А. Экспериментальные исследования уровней вибрации перекрытий жилых зданий, вызванных движением поездов метрополитена Текст: непосредственный. / Цукерников, И.Е., Смирнов В.А. // Строительство и реконструкция. – 2016. - № 66. – С. 85 – 91.

4. ООО НПФ «ЭлектронДизайн». МИ ПКФ-16-029. Методика измерений скорости и ускорения вибрации строительных конструкций и грунтов / Аттестующая организация: ООО «ПКФ Цифровые приборы». Номер в реестре: ФР. 1.36.2016.24830. No. свид-ва об аттестации: 029-01.00279-2016. Дата свид-ва об аттестации: 08.08.2016. Текст: непосредственный.

5. ООО «ПКФ Цифровые приборы». Программное обеспечение Signal+3G. Инструкция пользователя. ПКДУ.411100.001.018. Редакция 3G.05. Текст: непосредственный.

6. ISO 18431. Mechanical vibration and shock — Signal processing — Part 1: General introduction: дата введения 2005-11 / Технический комитет: ISO/TC 108 Mechanical vibration, shock and condition monitoring. Текст: электронный // URL: https://www.iso.org/ru/standard/35588.html (дата обращения: 24.02.2021)

УДК 504.064
OECD 01.03.AA

Снижение шумового загрязнения в городах с использованием ассимиляционного потенциала природной среды

Цесарь Т.А.
Магистрант, Кафедра Экологии и природопользования, Северо-Кавказский федеральный университет, г. Ставрополь, Россия

Аннотация

В данной статье представлено исследование ассимиляционного потенциала природной среды как одного из способов снижения шума в городах. Так как население современных городов постоянно находится в условиях повышенной акустической нагрузки, то одним из способов снижения данного воздействия является организация высадки зелёных насаждений на городской территории. В качестве исследуемой растительности использовались древесные насаждения, чаще используемые при высадке в придорожных территориях. По результатам исследования были выявлены виды, наиболее способные к поглощению шумового загрязнения, и предложены рекомендации к улучшению акустической ситуации в городах, так как способность растительности поглощать, отражать и преломлять звуковые волны может стать основой для формирования более эффективных мероприятий по снижению шума.

Ключевые слова: шум, городская среда, шумовое загрязнение, ассимиляция, древесные насаждения.

Reducing noise pollution in cities using the assimilation potential of the natural environment

Tsesar T.A.
Master candidate, Department of Ecology and Nature Management, North-Caucasus Federal University, Stavropol, Russia

Abstract

This article presents a study of the assimilation potential of the natural environment as one of the ways to reduce noise in cities. Since the population of modern cities is constantly under conditions of increased acoustic load, one of the ways to reduce this impact is to organize planting of green spaces in the urban area. As the studied vegetation, we used tree plantations, which are often used for planting in roadside areas. According to the results of the study, the species most capable of absorbing noise pollution were identified, and recommendations were made to improve the acoustic situation in cities, since the ability of vegetation to absorb, reflect and refract sound waves can become the basis for the formation of more effective measures to reduce noise.

Key words: *noise, urban environment, noise pollution, assimilation, tree plantations*.

Введение

Шумовое загрязнение городских территорий является одним из актуальных экологических вопросов в последние два столетия. Шумовым загрязнением называют превышение естественного фонового шума или изменения звуковых характеристик, отличных от нормы. Шум, как и другие виды антропогенного загрязнения, способен оказывать отрицательное воздействие, как на человека, так и на окружающую среду.

Автор корреспондент: tsesar.tamara@yandex.ru (Цесарь Т.А.)

Общеизвестный факт, что главными источниками шума в городах являются авто-, авиа- и железнодорожный транспорт. Исходя из исследований Всемирной организации здравоохранения, шум может оказывать влияние на физиологическое состояние организма человека и на его поведение. Для возникновения бессонницы достаточно шума в 42 дБ; систематическое воздействие звука уровнем 35 дБ может привести к раздражительности [1]. Согласно данным, которые представлены Европейским региональным бюро ВОЗ в Руководстве по вопросам шума в окружающей среде, сердечно-сосудистые заболевания могут возникнуть, если человек по ночам постоянно подвергается воздействию шума громкостью 50 дБ или выше - такой шум издает улица с неинтенсивным движением [2]. Степень отрицательного влияния шумового загрязнения на организм человека, в целом, зависит от показателей: громкости звука (уровня шума) - уровня звукового давления, измеряемого в децибелах (дБ); его частоты и времени воздействия. В среднем, уровень шума на улицах населённых пунктов не должен превышать 70 дБ днём и 60 дБ ночью, в квартире же данный показатель не должен быть больше 55 дБ ночью и 45 дБ вечером [3].

Наряду со своей основной пылезадерживающей функцией, зелёные насаждения влияют на уровень звука. О. П. Лушин в своих исследованиях отмечает – лиственные деревья поглощают 26% падающей на них звуковой энергии, а отражают и рассеивают 74% этой энергии. Данное шумопоглащающее свойство растений проявляется и в безлиственном состоянии [4]. Озеленение местности вблизи транспортных дорог, является важной частью политики улучшения условий проживания населения, а также оказывает положительное влияние на местную флору и фауну. Среди всех зеленых насаждений огромная роль принадлежит деревьям и кустарникам. По своей ассимилирующей способности древесные насаждения занимают первое место среди всей растительности. Таким образом, гипотеза исследования заключается в установке возможного влияния древесных растений на снижение шумовой нагрузки.

1. Методы исследования

Исследование способности поглощения шумового загрязнения природной средой на городских территориях проводилось на основе методики измерения шумового загрязнения в соответствии с ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий» [5]. При исследовании использовался шумомер UNI-T модели UT352 с диапазоном измерений от 30 до 130 дБ и точностью до 1,5 дБ, частота колебаний звука принимается в диапазоне от 31,5 - 8000 Гц. При исследовании древесных насаждений проведены замеры шумопоглащающей способности листовых пластин на лабораторной установке для изучения влияния шума модели ПЭ-ВШ.

Методологическая работа включала: формулировку научной гипотезы; подбор исследуемых объектов, который предусматривает выявление породного состава насаждений городской среды; характеристику объектов исследований; анализ изменения величины шума зелеными насаждениями.

В отличие от инженерных шумозащитных сооружений, зеленые насаждения обладают рядом вспомогательных свойств, а именно – защита от выхлопных газов автотранспорта, абсорбция пыли и тяжелых металлов, ионизация воздуха, улучшение микроклимата, что в совокупности с рекреационно-эстетической значимостью растений, становится необходимым средством защиты от шума в городской среде. Поэтому, целью исследования является определение снижения шумового загрязнения за счёт ассимиляции природной среды, а в частности древесной растительности.

2. Результаты и обсуждения

В качестве исследуемой растительности использовались следующие древесные насаждения: Берёза повислая (*Betula pendula*), Клён остролистный (*Acer platanoides*), Липа европейская (*Tilia europaea*), Рябина промежуточная (*Sorbus intermedia*), Дуб черешчатый (*Quercus robur*), Тополь чёрный (*Populus nigra*), Ясень обыкновенный (*Fraxinus excelsior*). Физиологические особенности деревьев способствуют снижению антропогенного воздействия на окружающую среду. Исследуемые растения обладают плотными гладкими или шероховатыми листовыми пластинами, которые способны поглощать или отражать звуковые волны. Они адаптированы к климатическим условиям Европы и Азии, а также хорошо приспособлены к городским условиям улицы, при всём этом обладают плотными среднего размера листовыми пластинами, что способствует их шумо-, ветро- и пылезащитным свойствам.

Результаты исследования ассимиляционного потенциала древесных насаждений проводились в трёхкратной повторности и представлены их средние значения (Табл. 1).

Таблица 1

Результаты исследования ассимиляционного потенциала древесных насаждений

Исследуемые древесные насаждения	**Фоновый показатель уровня шума, дБ**	**Показатель уровня шума при исследовании, дБ**	**Изменение уровня шума, дБ**	**Снижение уровня шума, %**
Берёза повислая (*Betula pendula*)	40,0	37,1	2,9	7,2
Клён остролистный (*Acer platanoides*)		39,2	0,8	2
Липа европейская (*Tilia europaea*)		38,1	1,9	4,7
Рябина промежуточная (*Sorbus intermedia*)		37,7	2,3	5,7
Дуб черешчатый (*Quercus robur*)	33,0	32,3	0,7	2,1
Тополь чёрный (*Populus nigra*)		32,3	0,7	2,1
Ясень обыкновенный (*Fraxinus excelsior*)		32,6	0,4	1,2

Согласно полученным данным, наибольшим ассимиляционным потенциалом среди деревьев в городской среде обладают Берёза повислая (*Betula pendula*) и Рябина промежуточная (*Sorbus intermedia*), снижающие уровень шума на 7,2% и 5,7%, соответственно. Этот показатель основывается только на исследовании относительно листовой пластины, однако, если учитывать совокупность физических и биологических составляющих, такие как сомкнутость кроны, количество древесных насаждений вблизи застройки и их высота, то можно отметить увеличение эффекта шумопоглощения. Так как важной частью проектирования городских территорий вблизи дорог является озеленение, то нельзя не учитывать и распределение растительности. Если размещать древесные насаждения, способствующие снижению акустической нагрузки, исходя из методологии проектирования ландшафтной архитектуры, то можно ослабить интенсивность шума на 15–20 дБ. На этом, собственно, и основано действие шумозащитных насаждений вдоль автомобильных дорог, в которых растения высаживают в шахматном порядке [6].

Заключение

Гипотеза о снижении шумового загрязнения за счёт ассимиляции природной среды

подтверждена. В результате исследования, было выявлено, что зелёные насаждения в городской среде способны снижать уровень шума более чем на 7%. Для практического использования полученных данных при озеленении городских территорий, необходимо учитывать ряд факторов, включая климатические условия территории и индивидуальные свойства и способности высаживаемой растительности.

Можно дать следующие рекомендации по посадке шумозащитных зеленых насаждений: на территории микрорайонов и жилых домов предлагается проводить повсеместное озеленение Берёзой повислой (*Betula pendula*) и Рябиной промежуточной (*Sorbus intermedia*), которые будут более эффективно предохранять население от лишнего шума. При грамотной планировке озеленительных мероприятий можно значительно улучшить акустическую ситуацию города, что благополучно скажется как на здоровье населения, так и на состоянии окружающей среды, а также придать эстетически приятный внешний облик городской территории.

Список литературы

1. Белл А. и др. Шум: профессиональная вредность и общественное зло. – 1967. URL: https://apps.who.int/iris/bitstream/handle/10665/86351/WHO_PHP_30_rus.pdf (дата обращения: 16.02.2021). - Режим доступа: свободный. - Текст: электронный.
2. Руководство по вопросам шума в окружающей среде для Европейского региона. – 2018. URL: https://www.euro.who.int/__data/assets/pdf_file/0008/383921/noise-guidelines-eng.pdf (дата обращения: 16.02.2021). - Режим доступа: свободный. - Текст: электронный.
3. Иванов Н. И. Инженерная акустика: теория и практика борьбы с шумом. – 2008. URL: https://rucont.ru/file.ashx?guid=5baa492d-4c4b-4c89-8354-77c0fe6ede5f (дата обращения: 16.02.2021). - Режим доступа: свободный. - Текст: электронный.
4. Абрашкина А. С., Довганюк А. И. Снижение уровня шумового загрязнения с помощью живых изгородей //Вестник ландшафтной архитектуры. – 2016. URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=26643386 (дата обращения: 14.03.2021). - Режим доступа: свободный. - Текст: электронный.
5. ГОСТ 23337-2014 «Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий». URL: http://docs.cntd.ru/document/1200114242 (дата обращения: 16.02.2021). - Режим доступа: свободный. - Текст: электронный.
6. Сродных Т. Б., Карелина Е. О., Булатова Л. В. Теория ландшафтной архитектуры и методология проектирования. - 2016. URL: https://docviewer.yandex.ru/view/0/?page=9&*=ru (дата обращения: 16.02.2021). - Режим доступа: свободный. - Текст: электронный.

УДК 331.45; 628.517.2
OECD 10.63.49; 87.55.37

Исследование и анализ гигиенического нормирования производственного шума в некоторых странах мира

Новикова А.В.[1*], Салкуцан В.И.[2]
[1]Студент, Высшая школа техносферной безопасности, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Доцент, Высшая школа техносферной безопасности, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В данной работе изложено определение гигиенического нормирования производственного шума в России и некоторых странах мира. На основе анализа нормативных правовых актов, рекомендаций по гигиеническому нормированию и иных литературных источников было осуществлено сравнение гигиенических нормативов производственного шума в России и ряде стран мира. Был произведен расчет рекомендуемого количества лет максимально допустимого стажа работы в соответствии с действующими гигиеническими нормативами России для производственного шума. Сделаны выводы о существенной разнице действующих гигиенических нормативов в России и некоторых других странах мира, влияющих на продолжительность безопасного стажа работы во вредных условиях труда. Указаны некоторые причины расхождения в значениях гигиенических нормативов, а также озвучен ряд направлений работы по улучшению условий труда с присутствием повышенного уровня производственного шума.

Ключевые слова: Гигиеническое нормирование, сравнительный анализ, гигиенические нормативы, производственный шум, максимально допустимый стаж работы в условиях превышения гигиенических нормативов.

Research and analysis of hygienic regulation on occupational noise in some countries of the world

Novikova A.V.[1], Salkutsan V.I.[2]*
[1]Student of the Higher School of Technosphere Safety, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia
[2]Associate professor of the Higher School of Technosphere Safety, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The study describes the definition of hygienic regulation of occupational noise in Russia and some countries of the world. Based on the analysis of regulatory acts, occupational hygiene regulation recommendations and other literary sources, the research compares hygienic limit values of occupational noise exposure in chosen countries. During the research the maximum allowable length of service in chosen countries was calculated for workers laboring in the workplace conditions that comply with regulated hygienic standards for industrial noise in the countries considered in the work. Based on the studies, conclusions are drawn about the non-relevance of the current hygiene standards in terms of the duration of recommended length of service in hazardous working conditions. Some reasons for the discrepancy in the values of hygiene standards are indicated, as well as a number of areas of work to improve working conditions with the presence of a high occupational noise level.

Key words: *Industrial hygiene standards, comparative analysis, hygienic limit values, occupational noise, maximum allowable length of service.*

[*]*Автор корреспондент: novikova.av@edu.spbstu.ru (Новикова А.В.)*

Введение

Наличие на рабочем месте ненормированного воздействия факторов производственной среды является одним из множества моментов повседневной жизни, отрицательно влияющих на здоровье человека. Некоторые экологические особенности на данном этапе существования нашей планеты уже трудно поддаются контролю, однако негативное воздействие факторов производственной среды на рабочих местах (РМ) возможно нивелировать. Миллионы людей во всем мире подвержены потенциально опасным уровням шума. Кроме того, особенности условий труда на РМ часто вносят значительный вклад в общий уровень шума, что воздействует на человека. Ввиду этого существует глобальная настоятельная потребность в законодательстве, обеспечивающем адекватную защиту здоровья работников.

Законодательство о нормировании факторов производственной среды и защите трудящихся от их негативного воздействия было принято во многих странах с различной степенью полноты и разной степенью сложности.

Примечательно то, что согласно исследованию National Occupational Research Agenda (Национальная программа профессиональных исследований) от июля 2019 года, в перспективе затраты общества на лечение профзаболеваний и пособия по инвалидности в связи, например, с потерей слуха из-за производственного шума в разы превысят то количество средств, которое требуется затратить на этапе правоприменения соответствующего законодательства [1].

Таким образом, можно говорить о том, что выбранная тема - актуальна для изучения.

Цель работы – проведение сравнительного анализа гигиенических нормативов производственного шума в России и ряде других стран.

Объект исследования – особенности национального гигиенического нормирования в странах Евросоюза, США, России, Китая и Индии. Предметом исследования является гигиеническое нормирование производственного шума.

1. Методы

Проблема негативного воздействия шума на здоровье человека не нова. За последние несколько десятилетий было опубликовано большое количество исследований о профессиональной тугоухости [2], о влиянии шума на производствах на сердечно-сосудистую систему человека [3], на повышение риска возникновения на производстве несчастных случаев [4].

Потеря слуха, вызванная воздействием шума, зависит от многих факторов, таких, например, как:

– уровень звукового давления;
– спектральные характеристики;
– продолжительность воздействия;
– характер временного воздействия (постоянный, непостоянный или импульсный шум).

Основные параметры, используемые при нормировании шумов на производстве, это - частотный спектр, уровень звукового давления, временные характеристики.

Анализ законодательных и нормативных актов (НА) некоторых стан позволил заключить, что степень развитости нормативного регулирования производственного шума значительно варьируется от страны к стране. Часто законы и стандарты заключаются в одном документе, охватывающем всю производственную санитарию и гигиену труда, в той или иной степени.

В 1979 году была принята Конвенция Международной организации труда «О защите работников от профессионального риска, вызываемого загрязнением воздуха, шумом и вибрацией на рабочих местах» № 148 [5].

24 статьи документа установили основы законодательства, включающие установленные предельные значения воздействия производственных факторов и меры осуществления защиты от их негативного воздействия. Ратификация этой конвенции стала причиной появления во многих странах аналогичных НА с внесением поправок или без них.

Предельно-допустимый уровень (ПДУ) производственного шума в станах Евросоюза обозначен в Директиве 2003/10/ЕС от 06.02.2003 года и соответствует стандарту ISO 1999:2013 «Акустика - оценка потери слуха вследствие воздействия шума».

Согласно европейской директиве определяют три нормативных уровня шума, в частности:

– предельно допустимый уровень – 87 дБА;
– верхний пороговый уровень – 85 дБА;
– нижний пороговый уровень – 80 дБА [6].

В России нормирование шума с 1 марта 2021 года осуществляется согласно СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания». В документе приведены нормативные значения шума, без учета категории тяжести и напряженности труда. Так, например, для работников в сфере административно-управленческой деятельности предельно допустимый эквивалентный уровень звука – 80 дБА, а для преподавателей и учителей, проникающий шум не должен превышать – 40 дБА [7].

2. Результаты

На основе анализа зарубежных НА, в которых обозначены предельно допустимые значения уровня шума и некоторые особенности его нормирования, была составлена сводная таблица 1, в которой представлено сравнение гигиенических нормативов для производственного шума по их максимальным значениям.

Таблица 1.
Сравнение гигиенических нормативов производственного шума

Страна / **Параметр**	**Россия**	**ЕС**	**США**	**Китай**	**Индия**
Максимальный уровень звукового давления	135 дБ (в любой октавной полосе)	140 дБ-пик	115 дБ(А) 140 дБ-пик	115 дБ(А) 135 дБ	115 дБ(А) 140 дБ-пик
Эквивалентный уровень звука, ПДУ	80 дБА	Германия - 75дБА Нидерланды - 80 дБА Франция - 85 дБА, Директива 2003/10/ЕС - 87 дБА Испания - 85 дБА (коррекция - 3 дБА),	90 дБА (коррекция 5дБА)	90 дБА	90 дБА

В настоящее время для гигиенической оценки шума, в соответствии с СанПиН 1.2.3685-21 используемся эквивалентный (по энергии) уровень звука – $L_{p,A,eqT}$, однако существующие методы его измерения либо недостаточно точны, либо трудоемки.

Перспективным корректным методом измерения шумов является индивидуальная дозиметрия. Однако она в свою очередь не учитывает временных характеристик непостоянных (особенно импульсных) шумов, которые могут определять особенности неблагоприятного действия.

С физической точки зрения эквивалентный уровень и доза являются аналогами, и возможен их взаимных пересчет, однако в физиолого-гигиеническом отношении эта два параметра отличаются принципиально: эквивалентный уровень определяется по логарифмической шкале в децибелах от порога восприятия, а доза - в долях от допустимой дозы, являющейся порогом вредного воздействия, и оценивается в линейных величинах. Эквивалентный уровень отражает среднее значение шума за смену, а доза характеризует суммарную энергию шума за смену. Доза позволяет более адекватно оценивать фактическую шумовую нагрузку на работающих для прогнозирования степени неблагоприятного влияния шума и оценки эффективности профилактических мероприятий по его ограничению.

Существует методика [8], позволяющая рассчитать значения максимально допустимого стажа работы при воздействии на человека производственного шума. Предлагаемая методика расчета опирается на принцип дозной оценки шума [9].

Согласно методике, было оценено то количество лет, которое сможет проработать человек, занятый в условиях труда, на которых наблюдается производственный шум, с учетом применения средств индивидуальной защиты (СИЗ) при осуществлении работ.

Выбранные для оценки ПДУ производственного шума соответствуют гигиеническим нормативам, существующим в России, ЕС, США, КНР и Индии. Результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2.
Расчет рекомендуемого стажа в зависимости от значения ПДУ шума по странам

Страна	**Значение ПДУ**	**Рассчитанный стаж**	
		без применения СИЗ	с применением СИЗ
Россия	80 дБА	25 лет	25 лет
ЕС	87 дБА	19,3 года	25 лет
США	85 дБА	20 лет	25 лет
	90 дБА	8 лет	25 лет
	95 дБА	2 года	24,7 года
Китай	85 дБА	20 лет	25 лет
	90 дБА	8 лет	25 лет
Индия	90 дБА	8 лет	25 лет

Значения расчетного рекомендуемого стажа при работе в условиях, где превышен уровень шума в 80 дБ – даже на 5 дБ в рамках коррекции (США, Китай), и без применения СИЗ – достаточно сильно сокращает количество лет, которые способен выработать трудящийся в таких условиях человек. При этом при исследовании этиологии профессиональной тугоухости фиксированный стаж работы принимают равным от 10 до 14 лет.

Итак, чтобы увеличить расчетный стаж работы в таких условиях, необходимо увеличить количество и продолжительность регламентированных перерывов, производить ежегодные бесплатные медицинские осмотры, обеспечить наличие средств защиты органов слуха, а также оценивать эффективность действующих правил техники безопасности на предприятиях.

Практически все международные нормативы, касающиеся уровня шума на рабочем месте, устанавливают верхнюю границу эквивалентного уровня шума в рамках 85-90 дБА для восьмичасовой рабочей смены. Данная граница установлена, исходя из рекомендаций стандарта ISO 1999:2013. Развивающиеся страны традиционно копируют законы и нормативы, разработанные в развитых странах, без существенной адаптации к местным условиям.

Особенно ярко это проявляется в Индии. Индустриализация в Индии в первую очередь ориентирована на производство, в то время как здоровье и безопасность имеют

очень низкий приоритет. За исключением нескольких крупных государственных и частных отраслей промышленности, большинство остальных промышленников достаточно равнодушны к обеспечению приемлемых условий труда и сильно отстают в обеспечении охраны труда работников [10].

При этом в Индии, а также в Китае, до сих пор существует проблема с графиком работы и смен промышленных рабочих. В этих странах для рабочих дополнительная сверхурочная работа 12-24 часа в неделю является нормальным явлением, а рабочий день длится по 10-12 часов шесть раз в неделю [11].

В Индии Закон о фабриках от 1948 г. устанавливает ПДУ производственного шума – 90 дБА, однако согласно тому же Закону, установлен также лимит – 46 рабочих часов в неделю, что на 6 часов больше, чем выше предельных 40 часов в неделю в России, США и европейских странах (при этом согласно опросам среди работников преобладающее большинство работают сверхурочно 2-4 часа в день [12], то есть 12-24 часа в неделю, а рабочая неделя в таком случае составляет 60-72 часа). В результате суммарное воздействие производственного шума на трудящихся в Индии в разы превышает допустимое – в развитых странах.

В США норматив Управления по охране труда – OSHA 1910.95 устанавливает ПДУ шумового воздействия на РМ, основывающиеся на средневзвешенных значениях для рабочего в течение восьмичасовой смены. Согласно OSHA 1910.95 предельно допустимый уровень шума составляет 90 дБА для каждого человека, работающего по восемь часов в день. Данный уровень установлен с учетом значения коррекции в 5 дБА. Однако Американский национальный институт гигиены и безопасности труда (NIOSH) сообщает, что при ПДУ, установленном OSHA 1910.95, возможна значительная потеря слуха. NIOSH рекомендует ограничить эквивалентный уровень шума для рабочего в восьмичасовой рабочей сменой значением 85 дБА с коррекцией в 3дБА, при этом при каждом превышении уровня на 3 дБА, продолжительность воздействия должна сокращаться вдвое [12].

Работа на промышленных предприятиях играет колоссальную роль в жизни людей, поскольку большинство рабочих проводят на РМ не менее восьми часов в день. Поэтому условия труда должны быть максимально безопасными для здоровья.

Стоит отметить, что согласно Trading Economics [13] на декабрь 2020 года уровень безработицы в США составляет 6,3%, в Китае 5,2%, в странах Евросоюза 8,3%, в России 5,8%, в Индии 6,5%. Во всех рассматриваемых в работе странах уровень безработицы сейчас имеет тенденцию к понижению, однако текущие уровни все еще намного выше тех, что были до резкого ухудшения санитарно-эпидемиологической ситуации в мире в начале 2020 года.

При нынешнем сценарии безработицы в большинстве своем трудоустроенное население имеет страх потерять свою работу, в том числе и те люди, которые заняты на шумных производствах. Поэтому они готовы работать даже во вредных условиях труда.

Следует так же понимать, что в реальных условиях на редком производстве работник будет подвергаться воздействию лишь одного вредного производственного фактора. Поэтому для обеспечения надлежащих условий труда всегда следует учитывать существование сочетанного многофакторного действия вредных факторов производственной среды на РМ.

Заключение

В зависимости от множества факторов в НА одних стран учтены все необходимые аспекты нормирования шума на производствах, в то время как другие предлагают только минимальную защиту от негативного воздействия этого производственного фактора. Наличие в стране актуальных гигиенических нормативов, а также разработка и постоянное совершенствование санитарно-гигиенических, профилактических

мероприятий, направленных на устранение или подавление отрицательного влияния производственного шума, непосредственно влияет на здоровье той части общества, которая занята на шумных производствах.

Стоит отметить, что, к сожалению, не существует критериев достижения консенсуса по вопросу общей унификации гигиенических нормативов в сфере воздействия на трудящихся производственного шума. Основной причиной этому есть различие стран в степени их экономического развития. И в то время пока для многих государств по-прежнему важнейшей задачей является наращивание производственных мощностей, работники предприятий продолжают терять свое здоровье.

Список литературы

1. Murphy W.J. National occupational research agenda for hearing loss prevention. / Murphy W.J., Metetic R.J., Masterson E.A. // National occupational research agenda (NORA) – 2019. // [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: https://www.cdc.gov/nora/councils/hlp/pdfs/National_Occupational_Research_Agenda_for_HLP_July_2019-508.pdf (Дата обращения: 27.12.2020).

2. Al-Arja O.A. Assessment of occupational noise exposure in coffee grinding shops / Al-Arja O.A., Awadallah T.S. // Applied Acoustics. – 2020. Vol. 158. Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003682X19304001 (Дата обращения: 27.12.2020).

3. Choochouy N. Hearing Loss in Agricultural Workers Exposed to Pesticides and Noise. / Choochouy N., Kongtip P., Chantanakul S., Nankongnab N., Sujirarat D., Woskie S.R. // Annals of work exposures and health. – 2019. Vol. 63, P. 707-718.

4. Toppila E. Evaluation of the increased accident risk from workplace noise. / Toppila E, Pyykkö I, Pääkkönen R. // Int. J. Occupat. Saf. Ergonom. – 2009. Vol. 15, P. 155-162.

5. Конвенция Международной Организации Труда № 148 о защите работников от профессионального риска, вызываемого загрязнением воздуха, шумом и вибрацией на рабочих местах. Женева, 11 июля 1979 г.

6. Directive 2003/10/EC of the European Parliament and of the Council of 06 February 2003on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (noise) (Seventeenth individual Directive within the meaning of Article 16(1) of Directive 89/391/EEC).

7. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания [Электронный ресурс] : СанПиН 1.2.3685-21; утв. постановлением Главного государственного санитарного врача Российской Федерации от 28.01.2021 г. № 2 // Справочно-правовая система «Гарант».

8. Salkutsan, V. Methods for assessing safe seniority in high noise conditions. / V. Salkutsan, I. Russkova, S Faustov. // Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. Vol. 666.

9. Методические рекомендации по дозной оценке производственных шумов [Электронный ресурс] : Разработаны орденом Трудового Красного Знамени НИИ гигиены труда и профзаболеваний АМН СССР. Утв. Зам. Главного Государственного санитарного врача Союза ССР от 29.07.1982 г. № 2908-82 // Профессиональная справочная система «Техэксперт».

10. Ramachandran. Occupational Health and Safety in India: The Need for Reform. / Ramachandran, Gurumurthy, and Panneer Sigamani // Economic and Political Weekly. - 2014. Vol. 49, P. 26–28. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.jstor.org/stable/24481023. (Дата обращения: 28.02.2021).

11. Singh L. Occupational Health and Safety in Work Study and Ergonomics // Cambridge: Cambridge University Press. – 2015. P. 332-353.

12. Centers for Disease Control and Prevention (CDC). [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://blogs.cdc.gov/niosh-science-blog/category/hearing-loss/. (Дата обращения: 22.03.2021)

13. Trading Economics: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://tradingeconomics.com/ (Дата обращения: 28.02.2021)

УДК 625.745.58
OECD 2.05

Применение акустических звукоизоляционных материалов в шумозащитных экранах на дорогах общего пользования

Романов Н.В.[1*], Пегин П.А.[2], Жуковский Е.М.[3]
[1]Магистрант кафедры «Строительство дорог транспортного комплекса», Петербургский государственный университет путей сообщений Императора Александра I, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Д.т.н., доцент, заведующий кафедрой № 23 «Аэропортов и авиационных перевозок», Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Ассистент кафедры «Автомобильные дороги», Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь

Аннотация

В работе были изучены звукоизоляционные материалы, представленные на рынке, которые могут быть использованы для снижения уровня шума на селитебных территориях. Была проведена проверка эффективности звукопоглощающих свойств выбранных акустических материалов в акустической передаточной линии, называемой трубой Кундта. В работе исследованы изменения показателей шумопоглощения акустических материалов в зависимости от угла наклона к источнику шума. Испытания проводились в лабораторных условиях. На основании полученных данных сделаны выводы о положительном влиянии наклона материала в 20 градусов к источнику шума, без увеличения толщины исследуемого материала.

Ключевые слова: акустический материал, шумозащитный экран, шум, нормативные требования, эффективность звукопоглощения, источник шума.

The use of acoustic soundproofing materials in noise protection screens on public roads

Romanov N.V.[1], Pegin P.A.[2], Zhukouski Ya.M.[3]*
[1]Magister student, Construction of roads of the transport complex, Emperor Alexander I Saint-Petersburg State Transport University 'PGUPS', Saint-Petersburg, Russia
[2]Doctor of Engineering Sciences, Associate Professor, Head of the Department № 23 'Airports and Air Transportation', Saint-Petersburg State University 'SPbGU CA' of Civil Aviation, Saint-Petersburg, Russia
[3]Assistant lecturer, Department of Road, Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Abstract

The study studied soundproofing materials on the market that can be used to reduce noise levels in residential areas. The effectiveness of the sound absorption properties of selected acoustic materials in an acoustic transmission line called a Kundt tube was tested. The paper investigates the changes in the indicators of noise absorption of acoustic materials depending on the angle of inclination to the noise source. The tests were carried out under laboratory conditions. Based on the data obtained, conclusions were drawn about the positive effect of the inclination of the material at 20 degrees to the noise source, without increasing the thickness of the material under study.

Key words: *acoustic material, noise shield, noise, regulatory requirements, sound absorption efficiency, noise source.*

[*]*Автор корреспондент: nik3495@gmail.com (Романов Н.В.)*

Введение

Защита людей и окружающей среды от воздействия автомобиля носит комплексный характер. Одним из отрицательных факторов автомобиля и транспортного потока является создание шумового загрязнения, которое негативно воздействует на физическое и психическое здоровье населения. Снижение шума от транспортного потока на селитебных территориях является одной из ключевых задач по снижению негативного экологического воздействия автомобильных дорог на окружающую среду в не зависимости от региона.

1. Традиционные способы защиты от шума

Первыми прообразами шумозащитных устройствами были лесонасаждения (кустарники и деревья), которые высаживали вдоль автомобильных дорог. В настоящее время шумозащитные экраны, применяемые на автомобильных дорогах общего пользования, можно разделить на пять классов [1,2]. Их классификация и эффективность приведены в таблице 1.

Таблица 1
Классификация шумозащитных экранов (ШЭ)

Класс ШЭ	**Схема**	**Эффективность дБА**
Простые тонкие ШЭ	Прямые и Наклонные Отражающие и Поглощающе-отражающие	5-18
Составные тонкие ШЭ	Г, Т, V-образные	10-17
Широкие ШЭ	Выемка, Насыпь, Каркасный экран	10-22
Комбинированные ШЭ	ШЭ в выемке или насыпи	10-25
Шумозащитные тоннели	Тоннель	20-30

Положительный эффект при применении шумозащитного экрана определяется исходя из конструкции, наличия дифракционных элементов, а также наличие звукопоглощающих материалов, применяемых в самой конструкции [3]. От выбора материала, который применяется в шумозащитном экране, вытекает его экономическая и эксплуатационная составляющие. Все шумозащитные экраны, в зависимости от применяемого материала, отражающих или поглощающих свойств, делятся на три группы:

1. однослойные (отражающие). Как правило в практике применяют материалы: дерево, керамика, специальное стекло, полимер, бетон с добавками, фибробетон;
2. многослойные (двух- или трехслойные, как правило, отражающе-поглощающие). На практике к ним относят: металл, звукопоглощающий материал, перфорированный лист;
3. комбинированные (сочетание многослойных с однослойными).
   В настоящее время, чаще всего используются: металлические многослойные шумозащитные экраны с прозрачным материалом в отдельных частях.

Однако традиционными способами сложно получить требуемые результаты по снижению уровня шума на селитебных территориях, что вызывает необходимость поиска и использования новых материалов.

2. Эффективность применения акустических материалов

В практике акустических измерений различают: измерение коэффициентов звукопоглощения материала и определение коэффициента звукопоглощения в помещении [4].

Измерение коэффициента звукопоглощения материала ($\alpha_{мат}$) проводится путем нахождения максимальных и минимальных значений амплитуд стоячих волн (рис. 1). Испытания проводятся в акустической передаточной линии, называемой трубой Кундта, когда в ее конце помещен небольшой образец испытываемого материала. Схема измерительного тракта включает в себя ряд приборов со шкалами, позволяющими определить измеряемую величину.

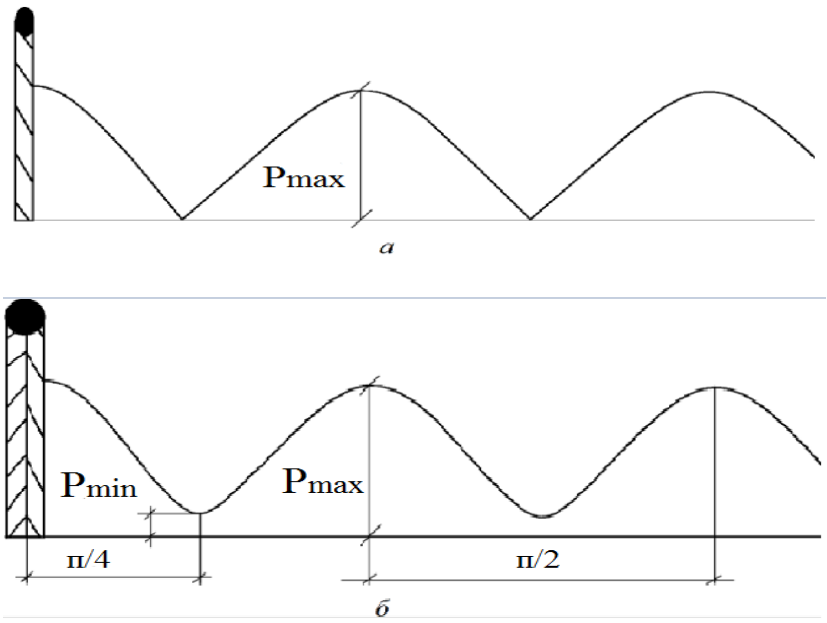


Рис. 1. Характер образующихся в измерительном тракте стоячих волн: в конце трубы помещается идеальная звукоотражающая преграда (а) или звукопоглощающий материал (б)

Примеры значений $\alpha_{мат}$, полученных в трубе Кундта, приведены в таблице 2, когда материал находится перпендикулярно к источнику шума [5].

Эти значения определены на малых образцах (100x100x50) и имеют приближенный характер; более точно $\alpha_{мат}$ можно определить при испытаниях в реверберационных камерах на больших образцах.

В таблице 3 представлены данные эффективности каждого материала, расположенного под углом в 20 градусов относительно Земли. При таком расположении материала, эффективность конструкции увеличивается из-за того, что звуковой волне требуется пройти большее расстояние до задней стенки экрана нежели при перпендикулярном расположении материала относительно земли. Такой угол был задан исходя из того, что толщина самого экрана не будет значительна увеличена, следовательно, стоимость и вес полностью собранной конструкции увеличится не более чем на 3-5%, а показатели эффективности в некоторых материалах улучшатся.

В таблице 4 приведены значения, которые соответствуют разнице между испытываемыми акустическими материалами, расположенными под углом в 20 градусов и акустическими материалами, которые расположены перпендикулярно к источнику шума.

Таблица 2
Коэффициент звукопоглощения материалов при расположении материала под углом 0°

№п/п	Материал	Значения αмат в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
		125	250	500	1000	2000	3000	4000	6000
1	Дерево	0,32	0,32	0,19	0,13	0,11	0,11	0,10	0,10
2	Пеноплекс	0,65	0,70	0,78	0,85	0,92	0,97	0,98	0,98
3	Экструдир. пенополистерол	0,52	0,59	0,73	0,78	0,82	0,86	0,90	0,90
4	Пенобетон	0,21	0,15	0,11	0,11	0,22	0,23	0,26	0,29
5	Стекловолокно	0,11	0,34	0,83	0,91	0,98	0,98	0,98	0,98
6	Базальтовое волокно	0,25	0,70	0,98	1,0	1,0	1,0	1,0	0,96
7	Капроновое спрессованное волокно	0,15	0,46	0,82	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93
8	Строительный войлок	0,15	0,22	0,54	0,63	0,57	0,55	0,52	0,49
9	Минеральная спрессованная вата	0,31	0,42	0,53	0,72	0,81	0,83	0,82	0,79
10	Пеноасбест	0,37	0,52	0,76	0,80	0,86	0,86	0,85	0,82

Таблица 3
Коэффициент звукопоглощения материалов при расположении материала под углом 20°

№п/п	Материал	Значения αмат в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
		125	250	500	1000	2000	3000	4000	6000
1	Дерево	0,32	0,32	0,19	0,13	0,11	0,11	0,10	0,10
2	Пеноплекс	0,68	0,73	0,80	0,88	0,93	0,97	0,99	0,99
3	Экструдир. пенополистерол	0,55	0,62	0,75	0,79	0,82	0,88	0,91	0,91
4	Пенобетон	0,25	0,18	0,13	0,13	0,23	0,27	0,28	0,30
5	Стекловолокно	0,13	0,37	0,88	0,94	0,99	0,99	0,99	0,99
6	Базальтовое волокно	0,29	0,75	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,99
7	Капроновое спрессованное волокно	0,16	0,48	0,87	0,96	0,94	0,94	0,94	0,94
8	Строительный войлок	0,18	0,25	0,58	0,66	0,59	0,56	0,54	0,51
9	Минеральная спрессованная вата	0,33	0,45	0,53	0,75	0,81	0,85	0,83	0,81
10	Пеноасбест	0,39	0,52	0,79	0,82	0,86	0,87	0,86	0,84

Таблица 4

Сводная таблица эффективности применения акустических материалов

№п/п	Материал	Разница коэффициентов звукопоглощения αмат в октавных полосах со среднегеометрическими частотами для исследуемых материалов, Гц							
		125	250	500	1000	2000	3000	4000	6000
1	Дерево	0	0	0	0	0	0	0	0
2	Пеноплекс	0,03	0,03	0,02	0,03	0,01	0	0,01	0,01
3	Экструдир. пенополистерол	0,03	0,03	0,02	0,01	0	0,02	0,01	0,01
4	Пенобетон	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0,04	0,02	0,01
5	Стекловолокно	0,02	0,03	0,05	0,03	0,01	0,01	0,01	0,01
6	Базальтовое волокно	0,04	0,05	0,02	0	0	0	0	0,03
7	Капроновое спрессованное волокно	0,01	0,02	0,05	0,04	0,01	0,01	0,01	0,01
8	Строительный войлок	0,03	0,03	0,04	0,03	0,02	0,01	0,02	0,02
9	Минеральная спрессованная вата	0,02	0,03	0	0,03	0	0,02	0,01	0,02
10	Пеноасбест	0,02	0	0,03	0,02	0	0,01	0,01	0,02

Заключение

После проведения испытаний в трубе Кундта, в таблице 4 приведены значения, соответствующие разнице между испытываемыми акустическими материалами, расположенными под углом в 20 градусов к источнику шума, а также акустическими материалами, которые расположены перпендикулярно к источнику шума. Наклон в 20 градусов был выбран исходя из того, что 20 градусов, являются оптимальными для панелей шумозащитных экранов, изготавливаемых на производственных предприятиях, без удорожания и дополнительного проектирования более широких и дорогих стоек. Наклонив материал к источнику шума была искусственно увеличена толщина поверхности, через которую шум проникает в сам экран. Полностью пройдя акустический материал звуковая волна, отражаясь от задней стенки панели экрана, повторно возвращается к источнику шума, но уже потеряв значительную часть энергии проходя путь больший нежели, если бы акустический материал с такими же параметрами располагался перпендикулярно в панели экрана. В таблице 4 представлен смоделированный положительный эффект от наклона шумозащитного материала в экране, без увеличения общей толщины самих панелей. Для применения того или иного материала в качестве звукопоглощающего, следует рассчитать экономическую составляющую в конкретном регионе, учесть нормативные требования, предъявляемые к акустическим экранам, а также не забыть про архитектурно-эстетические особенности, расположение и местонахождение участка дороги. заключения.

Список литературы

1. Звукоизоляция и звукопоглощение: Учеб. пособие для студентов вузов / Г.Л. Осипова, В.Н. Бобылева, Л.А. Борисов и др.; Под ред. Г.Л. Осипова, В.Н. Бобылева. – М.: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Издательство Астрель», 2004. – 450 с.
2. Щевьев Ю.П., Белоус А.А. Аналитические методы расчета шумозащитных конструкций. Спб.: Политехника, 2002. – 385 с.
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: Учебник. – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.
4. ГОСТ 12.1.003–2014 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности (Переиздание).
5. ГОСТ 31296.2–2006 (ИСО 1996-2:2007). Шум. Описание, измерение и оценка шума на местности. Часть 2. Определение уровней звукового давления.

УДК 331.432.6
OECD 2.07

Современные подходы к снижению шумового и вибрационного воздействия на рабочих местах операторских насосных станций нефтеперерабатывающих производств

Глум Т.П.[1*], Меньшиков С.О.[2], Борисов А.В.[3]
[1]Студент, Санкт-Петербургский Горный университет, кафедра геоэкологии, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Студент, Санкт-Петербургский Горный университет, кафедра транспорта и хранения нефти и газа, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Студент, Санкт-Петербургский Горный университет, кафедра транспорта и хранения нефти и газа, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Статья поднимает актуальную проблему шумового загрязнения и вибрационного воздействия на человека. В качестве производственного объекта рассматривается насосная станция на предприятии Газпромнефть-МНПЗ (Московский нефтеперерабатывающий завод компании Газпромнефть). Актуальность исследования обусловлена «Экономической стратегией развития РФ до 2035 года», куда входит повышение уровня глубины переработки нефти. Важным фактором, влияющим на этот показатель, является охрана труда, т.е. повышение качества и безвредности производственной среды. В статье рассмотрены как установка интерьерных шумопоглощающих панелей и применение фоновой музыки в помещении насосной станции, так и использование виброизоляции и магнитных подшипников непосредственно на насосах.

Ключевые слова: акустическое загрязнение, шум, вибрация, шумозащита, вибропоглощение, производственный шум, охрана труда.

Modern approaches to the reduction of noise and vibration exposure in the operator pumping stations workplaces of oil refineries

Glum T.P.[1], Menshikov S.O.[2], Borisov A.V.[3]*
[1]Student, St. Petersburg Mining University, Department of Geoecology, Saint Petersburg, Russia
[2]Student, St. Petersburg Mining University, Department of Oil and Gas Transportation and Storage, Saint Petersburg, Russia
[3]Student, St. Petersburg Mining University, Department of Oil and Gas Transportation and Storage, Saint Petersburg, Russia

Annotation

The article raises the actual problem of noise pollution and vibration effects on humans. The pumping station on Gazpromneft Moscow Oil Refinery is considered as a production facility. The relevance of the study is due to the 'Economic Development Strategy of the Russian Federation until 2035', which includes increasing the level of oil refining depth. An important factor affecting this indicator is labor protection, i.e. improving the quality and safety of the production environment. The article discusses both the installation of interior noise-absorbing panels and the use of background music in the pump station room, as well as the use of vibration isolation and magnetic bearings directly on the pumps.

Keywords: *acoustic pollution, noise, vibration, noise protection, vibration absorption, industrial noise, labor protection.*

[*]*Автор корреспондент: tikhonglum@gmail.com (Глум Т.П.)*

Введение

Согласно открытым статическим данным, нефтеперерабатывающая промышленность в Российской Федерации (РФ) по валовым объемам является одной из крупнейших в мире, однако при этом характеризуется низкой глубиной переработки сырья [1]. Продолжается модернизация нефтеперерабатывающих заводов с целью увеличения доли выхода светлых нефтепродуктов, организации «безмазутного» производства [2].

Одной из ключевых задач, в соответствии с Распоряжением Правительства Российской Федерации (РФ) от 09.06.2020 № 1523-р “Об утверждении Энергетической стратегии РФ на период до 2035 года”, является повышение операционной эффективности и обеспечение высокого уровня рентабельности нефтеперерабатывающих заводов [3].

Способом достижения такой цели является, в том числе, улучшение качества рабочей среды, повышение безопасности труда [4]. В статье предложено решение проблемы шумового и вибрационного загрязнения на Газпромнефть-МНПЗ.

1 Шумовое загрязнение на производстве

1.1 Природа шумового загрязнения

Шумовое загрязнение характеризуется превышением естественного уровня звука и выходящим за допустимые пределы изменением звуковых характеристик [5]. Такие звуки вызывают у человека дискомфорт, утомляемость и являются негативным фактором внешней среды [6].

Согласно ГОСТ 12.1.003-2014 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности, понятие «шум» относится только к диапазону слышимых частот, включающему в себя как третьоктавные полосы частот от 25 до 10000 Гц, так и октавные полосы – соответственно от 31,5 до 8000 Гц. [7]. Большую долю в эквивалентный показатель вносят шумы с уровнем звуковой мощности (УЗМ) выше порога комфортности, равному 60 дБА [8].

1.2 Негативные аспекты шумового загрязнения

Для снижения последствий вредного воздействия на персонал работодателям необходимо обеспечить льготы, компенсационные выплаты, сокращать число рабочих часов, предоставлять дополнительный отпуск [9]. Это приводит к росту фонда заработной платы, увеличению штата, что является отрицательным экономическим фактором [10].

Необходимо решить следующие задачи: сократить вредное воздействие шума, сократить вредное воздействие вибрации. В итоге это позволит понизить класс условий труда на предприятии.

1.3 Проблема шумового загрязнения на МНПЗ

Согласно результатам специальной оценки условий труда на Газпромнефть-МНПЗ, уровни шума в насосной моноэтиламина (МЭА), насосной сырья, на рабочих местах операторов установки Г-43-107 превышают предельно допустимый уровень (ПДУ) (согласно открытым сведениям от МНПЗ-Газпромнефть). Вышеуказанные факторы служат причиной того, что итоговый класс условий труда на производстве исходя из Федерального закона (ФЗ) от 28.12.2013 № 426-ФЗ «О специальной оценке условий труда» считается вредным и имеет значение в пределах от 3,1 до 3,3 [11].

На МНПЗ применяются насосы центробежного типа, относящиеся к стандарту API-610 (согласно открытым сведениям от МНПЗ-Газпромнефть). Их шум имеет наибольшую акустическую мощность на уровнях от 3,15 до 2000 дБА (согласно открытым сведениям от МНПЗ-Газпромнефть). Диапазоны их шумового воздействия представлены на рисунке 1.

Средний уровень шумового воздействия составляет 96 дБА. Имеющиеся у сотрудников средства индивидуальной защиты (СИЗ) имеют уровень защиты в 24 дБА (согласно открытым сведениям от МНПЗ-Газпромнефть).

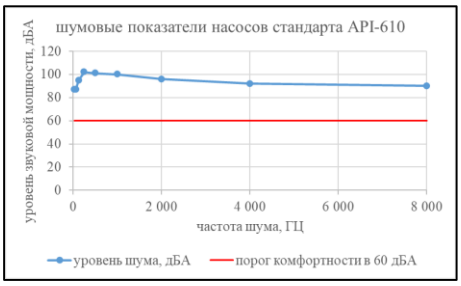


Рис. 1. Диапазоны шумового воздействия насосов стандарта API-610

Как видно из графика, на всех частотах шума УЗМ превышает комфортный.

2 Методика устранения на примере МНПЗ

В результате функционирования насосов происходит возникновение воздушного и структурного шума [12]. Для устранения влияния каждого из видов нагрузки необходим избирательный подход в выборе шумозащитных мероприятий, так как методы борьбы узконаправленны и способны бороться только с конкретным типом шума [13].

В качестве минимизации воздушного шума предлагаются мероприятия, описанные в разделах 2.1 и 2.2.

2.1 Установка интерьерных шумопоглощающих панелей

Интерьерные шумопоглощающие панели являются эффективным методом решения проблемы шума. Их применение позволяет снизить уровень акустического воздействия на человека, создать комфортную рабочую среду в помещении. Данные панели уже внедрены рядом фирм, например, ПАО «Нефтяная компания “Лукойл”» [14].

Предлагаемое решение позволяет перекрыть необходимый диапазон частот воздушного шума в рабочем помещении операторов. Рассмотрим на примере отечественной фирмы Wallhof [14]. На рисунке 2 представлена схема панелей и способ их установки. Система позволяет внедрение технологии в операторской МНПЗ, где часть стен представлена голым железобетоном, а часть — окрашенным металлом (согласно открытым сведениям от МНПЗ-Газпромнефть).

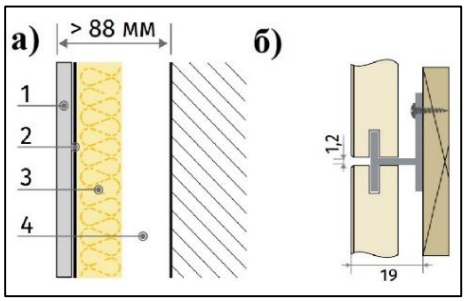


Рис. 2. Шумопоглащающая панель: а) 1 — панель 12 мм, 2 — акустический флис, 3 — минеральная вата, 4 — зазор; б) схема установки

На панели нанесён противопожарный состав, что позволяет их применение на объекте и отвечает всем требованиям противопожарной безопасности [15].

На рисунке 3 отображён рабочий частотный диапазон одной из представленных производителем моделей. График демонстрирует достаточную эффективность панелей данного типа для применения для решаемой задачи [16].

Рис. 3. Диапазон шумов, поглощаемых одной из моделей панели

2.2 Использование фоновой музыки в рабочей зоне

Музыкой называют гармонические звуки, вызывающие у человека приятные ощущения, и психоэмоционально не воспринимаемые как шум [17]. Опыт внедрения данной методики в рабочих пространствах является новым, особенно для РФ.

Фоновая музыка (например, жанр эмбиент) не отвлекает сотрудников от работы. Это обусловлено тем, что её частоты лежат в среднем диапазоне, на котором слух не фокусируется (рисунок 4). Таким образом, она не является фактором раздражения, а помогает сконцентрироваться на выполнении производственной задачи.

Рис. 4. Частотные диапазоны музыки [8]

2.3 Осложнённое шумовое воздействие

Одним из осложнений при борьбе с шумовым загрязнением на предприятии является возникновение структурного шума [18]. Его также называют ударным, либо вибрационным. Основное свойство — распространение на большие дистанции. Осуществляется по конструкциям зданий и сооружений, а также по трубопроводной системе [19].

Впоследствии происходит преобразование структурного шума в воздушный по мере достижения стен, перекрытий, потолков; в точках контакта трубопровода с конструкцией здания и на элементах сети. В подразделах 2.4, 2.5 предлагаются мероприятия по борьбе с вышеуказанным видом шума.

2.4 Применение виброизоляции и виброгасящих вставок

Для устранения влияния структурного шума на систему трубопроводов рекомендуется применение резиновых фланцевых виброкомпенсаторов (рисунок 5) [20].

Рис. 5. Антивибрационные фланцевые компенсаторы

Данный метод является относительно дешёвым и эффективным, однако имеет ряд ограничений в области применения [21]. Основным недостатком данного метода является невозможность применения его для среднеагрессивных и агрессивных сред, а также в условиях действия повышенных температур (более 110°С) [22]. Указанный фактор создает необходимость в поиске более универсальных методов борьбы с шумом.

Для снижения распространения структурного шума предлагается применение виброизоляции, в частности установка опорных выброизоляторов под корпус насоса, а также установка виброгасящих вставок между трубопроводом и насосом [23].

В качестве примера виброизоляторов можно привести резиновые перфорированные типа ВИ-1, ВИ-2, которые обеспечивают частоту колебаний насоса по вертикальной оси от 4,2 до 14 Гц при установке поперек каналов перфорации (рисунок 6).

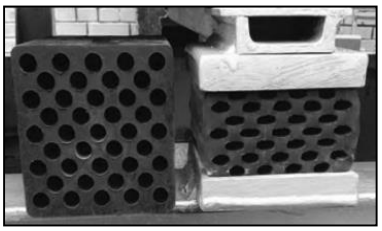


Рис. 6. Виброизолятор ВИ-1 в свободном и сжатом состоянии

2.5 Применение активных магнитных подшипников

На основании анализа технических решений по модернизации насосного оборудования выделена ключевая рекомендация, а именно применение в качестве подвеса для роторов электродвигателей насосов малошумных активных магнитных подшипников (АМП), внешний вид одного из которых представлен на рисунке 7 [24].

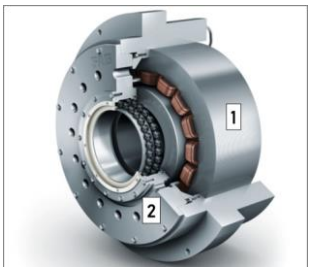


Рис. 7. Изометрическое изображение АМП: 1 — бесконтактный подшипник с постоянными магнитами, 2 — страховочный шариковый подшипник

АМП используется для обеспечения бесконтактной поддержки неподвижного или же вращающегося вала за счет воздействия на ротор радиальных и осевых электромагнитных сил [25].

Помимо снижения уровня шума, применение активных магнитных подшипников способствует повышению коэффициента полезного действия (КПД) работы насосов (рисунок 8) [26]. Также характер работы подшипников продлевает их срок службы, оптимизирует управление технологическим процессом [27]. Они почти не требуют обслуживания, предоставляют возможность для подробного диагностирования и выявления отклонений в режиме работы насосного оборудования [28].

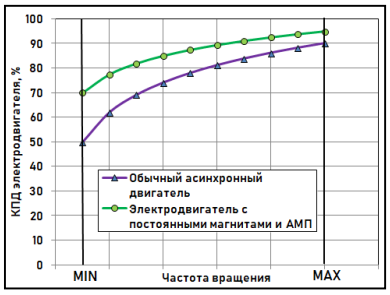


Рис. 8. График прироста КПД за счет использования электродвигателей с постоянными магнитами и активными магнитными подшипниками

Как пример успешного применения данной технологии можно рассмотреть текстильную промышленность, где использование данной технологии в прядильных веретенах позволяет снизить уровень шумов в цехах на 15 дБ [29]. Моделями внедрения можно считать оснащение компрессорных систем в Норвегии, использование данного типа подшипников в системе водоочистки в Китае [30].

В качестве дополнительного метода борьбы с возникновением структурного шума предлагается использование электродвигателей насосов с заведомо завышенной мощностью [31]. Это позволит снизить нагрузку на насосную систему [32]. При этом снижается возникающий структурный шум [33].

3 Экономическое обоснование

Сначала рассчитывается суммарный ущерб от шума (формула 1).

$$\sum_{ущ} = A_{возд} - B_{мон} - C_{меры}, \quad (1)$$

где $A_{возд}$ – суммарный ущерб, нанесенный здоровью человека (органам слуха, психическому здоровью или иные виды физического ущерба), руб;
$B_{мон}$ – суммарные затраты на мониторинг шумового загрязнения, руб;
$C_{меры}$ – суммарные затраты на меры по снижению уровня шума, руб.

Затем рассчитывается экономический эффект (формула 2)

$$Э = \sum_{ущ1} - \sum_{ущ2} \quad (2)$$

где $\Sigma_{ущ1}$ — ущерб до проведения шумозащитных мероприятий; $\Sigma_{ущ2}$ — ущерб после проведения шумозащитных мероприятий.

Если значение экономического эффекта больше нуля (Э>0), значит проведение шумозащитных мероприятий сказалось положительно.

Заключение

В результате внедрения комплекса мероприятий, ожидается снижение шумовой и вибрационной нагрузки на операторов насосных станций МНПЗ-Газпромнефть. Это позволит улучшить качество рабочей среды, и, в конечном итоге, повысить операционную эффективность предприятия. Также предлагаемые мероприятия могут уменьшить нагрузку от деятельности производства на окружающую среду [34]. Проблема оценки такого воздействия актуальна, и её снижение может быть рассмотрено как один из факторов экологизации производства [35].

Технология может быть внедрена на существующие операторские, она потенциально масштабируема. Имеется опыт применения указанных в статье методов в отдельности, существуют отечественные производители необходимых материалов.

Практическое значение работы:

1. Создание предложения по внедрению для Газпромнефть-МНПЗ;
2. Разработка автоматизированной методики подбора панелей.

Благодарности

Коллектив авторов выражает благодарность научным руководителям Смирнову Ю.Д. (доцент, Санкт-Петербургский Горный университет, кафедра геоэкологии, Санкт-Петербург, Российская Федерация) и Пшенину В.В. (доцент, Санкт-Петербургский Горный университет, кафедра транспорта и хранения нефти и газа, Санкт-Петербург, Российская Федерация) за поддержку в проведении научных исследований.

Список литературы

1. Российская нефтепереработка на современном этапе развития. - Новосибирск: Институт нефтегазовой геологии и геофизики им. А.А. Трофимука СО РАН;

2. Юрак А.В., Душин А.В., Мочалова Л.А. Против устойчивого развития: сценарии будущего // Записки Горного института. - 2020. - № 242.;

3. Распоряжение Правительства РФ от 09.06.2020 N 1523-р «Об утверждении Энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 года»;

4. Шабаров А.Н., Коршунов Г.И., Черкай З.Н., Мухина Н.В. Вехи истории охраны труда // Записки Горного института. - 2012. - № 197.;

5. Данилов А.С., Смирнов Ю.Д. Защита от техногенных физических воздействий. - СПб: Санкт-Петербургский Горный университет, 2020.;

6. Филимонов В.А., Горина Л.Н. Особенности разработки системы управления охраной труда на основе процессного подхода // Записки Горного института. - 2013. - № 235.;

7. ГОСТ 12.1.003-2014 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности;

8. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы;

9. Черкай З.Н. Охрана труда и профессиональное здоровье // Записки Горного института. - 2014. - № 207.;

10. Панферов Н.Н., Черкай З.Н., Скударнов С.М. Количественные показатели воздействия на человека опасных и вредных производственных факторов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2014. № 3.;

11. Федеральный закон от 28.12.2013 № 426-ФЗ «О специальной оценке условий труда»;

12. Владимиров М.Ю. Структурный шум от насосов отопления и проблемы его снижения в жилых и общественных зданиях // Строительство и техногенная безопасность. -2016. -№ 4.;

13. Даниелян А.С. Практические методы снижения шума в помещениях жилых домов от инженерного оборудования индивидуальных тепловых пунктов // Вестник МГСУ. 2011. № 3-1.;

14. ООО «Воллхоф» [Электронный ресурс]: Акустические стеновые панели. Режим доступа: https://wallhof.ru/production/walls/acoustik , свободный.

15. Зарубина Л.П. Защита зданий, сооружений и конструкций от огня и шума. Материалы, технологии, инструменты и оборудование. - Вологда:Инфра-Инженерия, 2015.;

16. Борисов Л.П., Гужас Д.Р. Звукоизоляция в машиностроении. // М., Машиностроение.-1990.;

17. Информационный портал «Pop-music» [Электронный ресурс]: Характеристики наушников: как их читать и понимать. Режим доступа: https://pop-music.ru/articles/kharakteristiki-naushnikov-kak-ikh-chitat-i-ponimat, свободный.

18. Шаммазов А.М. и др. Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций: Учебник для вузов / М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003.;

19. Черкай З.Н., Ковшов С.В. Экспертная оценка состояния производственной безопасности в территориальных единицах минерально-сырьевого комплекса России // Записки Горного института. - 2016.- № 219.;

20. Воронкин В.А., Методы проектирования малошумных электрических машин // Труды ВНИИЭМ Вопросы электромеханики. 2006. – т.103.;

21. Иванов Л.Ю. Герметичный упругодемпфирующий элемент для снижения

шума трубопроводных систем. // Новые методы и средства звуко-и виброизоляции в промышленности и на транспорте.-Л.,ЛДНТП.-1989.;

22. Ковинская СИ. Новые средства гашения колебаний трубопроводов // Применение средств вибропоглощения и виброгашения в промышленности и на транспорте.-Л.,ЛДНТП.-1990.;

23. Гужас Д.Р. Снижение шума обвязки нагнетателей методом вибропоглощения. // Газ.пром.-1979.,№ 7.;

24. Щеклеина И.Л. Об активных магнитных подшипниках // Известия УГГУ. 2016. № 4;

25. Поляхов Н.Д. Обзор способов практического применения активных магнитных подшипников // Журнал «Научное приборостроение».- 2012. Том 22.- № 4.;

26. Камышникова О.С. Магнитная левитация (активный магнитный подвес) // Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Молодежь и современные информационные технологии». - 2016. - Томск: ТПУ.;

27. ОАО «Корпорация “ВНИИЭМ”» [Электронный ресурс]: Электромагнитные подшипники для газовой промышленности. Режим доступа: http://www.vniiem.ru/ru/index.php?option=com_content&view=article&id=89:2008- 04-05-02-51-34&catid=39:2008-04-05-02-40-20&Itemid=64, свободный.

28. Поиск патентов и изобретений, зарегистрированных в РФ и СССР [Электронный ресурс]: Гузельбаев Я.З., Андрианов А.В., Подшипник системы Изм. Лист № докум. Подпись Дата Лист 77 КТПМ-14/08.00.00.00 активного магнитного подвеса ротора, патент РФ № 2246644. Режим доступа: http://www.findpatent.ru/patent/224/2246644.html, свободный.

29. Рогоза А.В. Особенности проектирования магнитных подшипников для крупных машин // Труды НПП ВНИИЭМ Вопросы электромеханики, 2008. – т. 106.;

30. Технический журнал компании «SKF» [Электронный ресурс]: Повышение эффективности работы водоочистных сооружений с помощью магнитных систем. Режим доступа: https://evolution.skf.com/us/magnetic-approach-to-improve-the-efficiency-of-watertreatment-plants/, свободный.;

31. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение /– СПб.: Политехника, 2003.;

32. Рогоза А.В. Методика проектирования электромагнитных подшипников // Труды НПП ВНИИЭМ Вопросы электромеханики, 2010. – т. 117.;

33. Рогоза А.В. Особенности проектирования магнитных подшипников для крупных машин // Труды НПП ВНИИЭМ Вопросы электромеханики, 2008. – т. 106.;

34. Пашкевич М.А., Мовчан И.Б., Петрова Т.А. Оценка риска техногенного воздействия предприятий топливно-энергетического комплекса // Записки Горного института. - 2007. - № 172.;

35. Данилов А.С., Смирнов Ю.Д., Корельский Д.С. Перспективный способ дистанционного экологического мониторинга объектов нефтегазовой отрасли России // Нефтяное хозяйство. - 2016. - № 2.

УДК 699.842
OECD 02.01.IM

Оценка неопределенности прогноза вибрации железнодорожного транспорта в проектируемых зданиях

Прокофьева П.Е.[1*], Канев Н.Г.[2]
[1]Студент кафедры Э9 «Экология и промышленная безопасность»,
МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва, Россия
[2]К.ф.-м.н., доцент кафедры Э9 «Экология и промышленная безопасность»,
МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва, Россия

Аннотация

Рассмотрена проблема возникновения неопределенности измерений вибрации от железнодорожного транспорта и ее влияние на дальнейший прогноз вибрационной обстановки в сооружениях, расположенных в непосредственной близости от железнодорожных путей. Приведены результаты натурных измерений нормируемого параметра — виброскорости, на основе которых был проведен анализ типов проходящих поездов, а также составлен график интенсивности проездов. Выявлено, что проезды имеют значительный разброс, который описывается количественно в виде неопределенности измерений исходных данных, значения которой в общем случае расходятся с прогнозируемыми. Показано, что для достоверного прогноза вибрации в зданиях необходимо принимать во внимание существующие методики оценки неопределенности прогноза вибрации и коэффициенты передачи, которые на данный момент нормативно не предусмотрены. Полученные данные могут быть полезны для усовершенствования нормативной базы в области виброзащиты.

Ключевые слова: прогноз вибрации, виброскорость, неопределенность измерений.

Assessment of uncertainty in prediction of rail transport vibration in designed buildings

Prokofyeva P.E.[1], Kanev N.G.[2]*
[1]Student, BMSTU, Moscow, Russia
[2]Candidate of Physico-Mathematical Sciences, Associate Professor, BMSTU, Moscow, Russia

Abstract

This paper addresses the issue of rail transport vibration measurement uncertainty and its impact on further prediction of vibration in buildings placed in close proximity to railways. The study presents field measurements of vibration velocity, which allowed to perform a comprehensive analysis of different types of passing trains, as well as rail traffic intensity chart. It has been determined that passages of trains have a significant variance on the timeline. It can be described numerically by measurement uncertainty of baseline data, values of which generally diverge from predicted ones. It has been shown that reliable prediction of vibration in buildings requires to take into consideration available methods of uncertainty evaluation of vibration and transmission coefficients prediction. As of now, those are not represented in current federal guidelines. The acquired data could be valuable for improvement of the federal guidelines within the field of vibration impact assessment.

Key words: *vibration prediction, vibration velocity, measurement uncertainty, rail transport.*

Введение

Проектирование зданий и сооружений, расположенных в непосредственной близости от источников повышенной вибрации, в частности, от линий железнодорожного транспорта, обязательно включает расчет и прогноз вибрации, из-за которой

[*]*Автор корреспондент: pollikit@icloud.com (Прокофьева П. Е.)*

неблагоприятный вибрационный фон способен создавать серьезный дискомфорт для людей внутри здания, а также нарушать работу высокоточного оборудования. Если прогнозные значения нормируемых параметров вибрации превышают предельно допустимые значения, то на этапе проекта разрабатываются мероприятия по виброзащите. Методики прогнозирования вибрационного воздействия и способы виброизоляции рекомендованы недавно введенными сводами правил [1,2].

Прогноз вибрации от действующих линий железнодорожного транспорта, как правило, выполняется на основе натурных измерений вибрации на площадке застройки. Измеряемые параметры имеют некоторый разброс [3,4], который может быть охарактеризован неопределенностью измерений [5]. Неопределенность исходных данных приводит к неопределенности прогнозируемых параметров, которая может быть оценена с помощью статистических методов.

В данной работе производится оценка неопределенности прогноза вибрации в здании вблизи железнодорожных путей. Рассмотрены примеры прогноза на основании натурных измерений вибрации от трех типов поездов.

1. Неопределенность прогноза

Согласно [1] среднее максимальное значение виброскорости потока поездов вычисляется для каждой категории по формуле

$$\bar{v} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} v_i, \qquad (1)$$

где v_i — максимальное корректированное значение виброскорости при i-м прохождении поезда, n — число поездов в рассматриваемой категории.

В качестве руководства по выражению неопределенности измерений свод правил [1] рекомендует применение стандарта [5]. Измеряемой величиной является среднее значение (1); стандартной неопределенностью среднего значения согласно [5] является выборочное стандартное отклонение среднего значения, рассчитываемое по формуле

$$u(\bar{v}) = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)}\sum_{i=1}^{n}(v_i - \bar{v})^2}. \qquad (2)$$

Средние максимальные значения в октавных полосах частот и их стандартная неопределенность также определяются согласно (1) и (2), в которых v_i обозначает максимальное значение виброскорости в октавной полосе частот при i-м прохождении поезда.

Анализ длительного мониторинга вибрации показывает, что неопределенность измеренного значения виброскорости в различных октавных полосах разная [3].

Для прогноза вибрации в проектируемом здании, расположенном вблизи железнодорожных путей, рекомендуется следующая методика [1]. Исходными данными для прогноза являются результаты измерений вибрации на площадке застройки здания в виде октавного спектра прогнозируемого параметра, например, виброскорости. Прогнозное значение виброскорости в октавной полосе частот на ограждающих конструкциях проектируемого здания полагается пропорциональным измеренному значению, при этом коэффициент пропорциональности учитывает все особенности передачи вибрации в здание и ее распространение по конструкции здания. Важно, что коэффициент пропорциональности разный для различных полос частот, поэтому неопределенность прогнозного корректированного значения виброскорости не может совпадать с неопределенностью измеренного корректированного значения виброскорости.

Найдем связь между неопределенностью прогнозного корректированного значения виброскорости и неопределенностью измеренных значений. Согласно [1] корректированное значение виброскорости определяется по пяти значениям в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 4, 8, 16, 31,5 и 63 Гц по следующей формуле

$$v = \sqrt{\sum_{k=1}^{5} (w_k v_k)^2}, \quad (3)$$

где индексом k обозначен номер октавной полосы, v_k — значение виброскорости в октавной полосе частот с номером k, w_k — функция частотной коррекции, значения которой приведены в таблице 1. В настоящей работе рассматриваются вибрации в вертикальном, т.е. перпендикулярном поверхности грунта, направлении, поскольку в этом направлении вибрация на фундаментной плите и межэтажных перекрытиях более интенсивна, чем в горизонтальных [6]. Поэтому в таблице 1 приведена функция частотной коррекции w для вертикальных вибраций, при этом для горизонтальных вибраций она имеет другие значения. Корректированное значение виброскорости определяется согласно (3) для каждого проезда, среднее корректированное значение и его неопределенность вычисляются согласно (1) и (2) соответственно.

При пересчете измеренных на грунте или рассчитанных параметров вибрации октавные значения виброскорости умножаются на частотно-зависимый коэффициент K, значения которого также определены для октавных полос. Значение виброскорости на ограждаемых конструкциях здания в октавных полосах, следовательно, определяется выражением

$$V_k = K_k v_k. \quad (4)$$

Подставляя (4) в (3), находим прогнозное корректированное значение виброскорости

$$V = \sqrt{\sum_{k=1}^{5} (w_k K_k v_k)^2}. \quad (5)$$

Значение K зависит от особенностей конструкции проектируемого здания, а также от ограждающей конструкции, на поверхности которой оцениваются вибрации. В качестве примера рассмотрим коэффициент передачи вибрации с грунта на фундамент, значения которого экспериментально исследованы в ряде работ [7,8]. Для дальнейших оценок примем рекомендации [1] для высотных зданий, значения коэффициента передачи K для октавных полос частот приведены в таблице 1.

Таблица 1

Значения функции частотной коррекции коэффициента передачи

Номер частотной полосы k	**Октавная полоса частот, Гц**	**Функция частотной коррекции w**	**Коэффициент передачи K**
1	4	0,45	0,70
2	8	0,9	0,62
3	16	1	0,35
4	31,5	1	0,15
5	63	1	0,15

Пусть стандартная неопределенность измеренной виброскорости v_k в октавных полосах частот составляет u_k. Тогда, рассматривая V как функцию пяти переменных v_k, согласно [5] находим неопределенность U прогнозного значения V по следующей формуле

$$U^2 = \sum_{k=1}^{5} U_k^2, \tag{6}$$

$$U_k = \frac{\partial V}{\partial v_k} u_k = \frac{w_k^2 K_k^2 v_k}{V} u_k, \tag{7}$$

где U_k – неопределенность прогнозного значения виброскорости в октавных полосах частот.

2. Пример оценки неопределенности прогноза по результатам натурных испытаний

Оценка неопределенности прогноза проведена на суточных измерениях вибрации на площадке застройки проектируемого здания гостиницы. Вибродатчик располагался на грунте на расстоянии 75 метров от двухпутного железнодорожного полотна. На протяжении 20 часов было зарегистрировано 34 проезда поездов трех типов: грузовые составы, пассажирские поезда и маневровые локомотивы. На рисунке 1 приведены корректированные значения виброскорости в вертикальном направлении для каждого проезда.

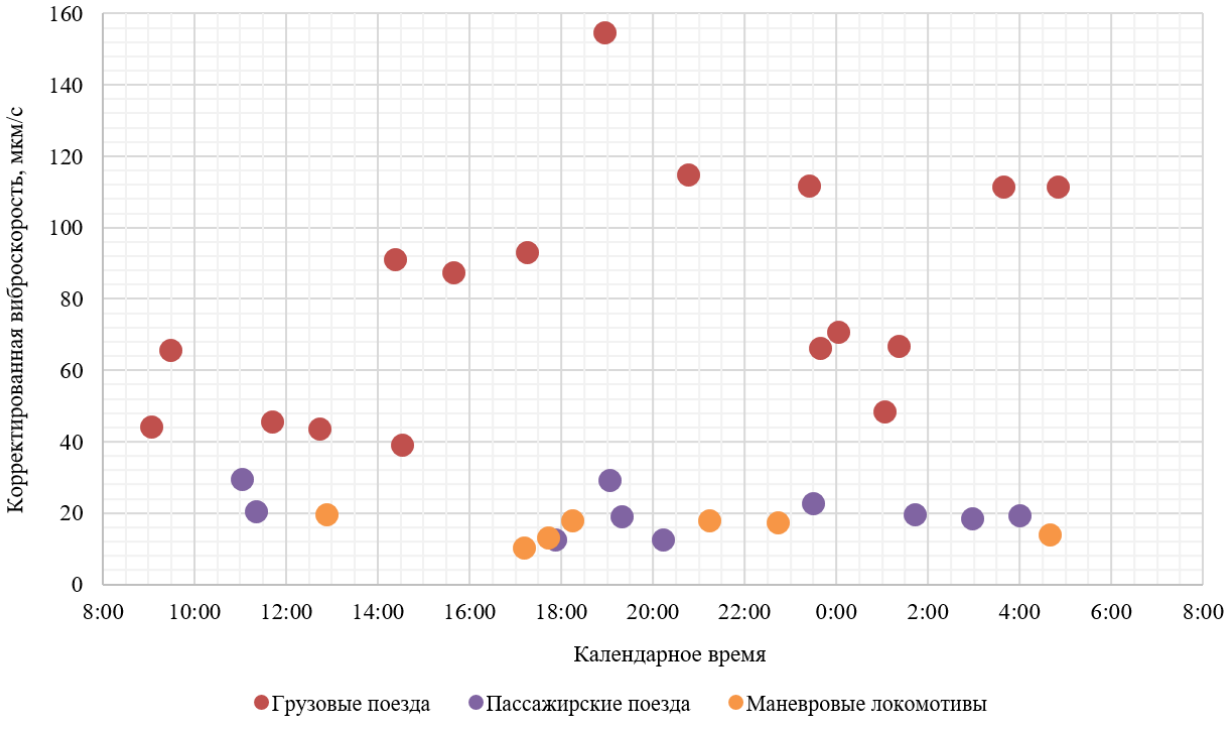


Рис. 1. Проезды поездов различных типов в течение суток

В таблице 2 приведены данные измерений: корректированные и октавные значения виброскорости, усредненные по всем событиям для каждого типа поездов (1), а также выборочное стандартное отклонение среднего значения (2). По измеренным значениям вычислены корректированные и октавные прогнозные значения виброскорости согласно (4) и (5), а также их неопределенность согласно (6) и (7).

Таблица 2

Оценка неопределенности прогноза

Параметр	**Виброскорость, мкм/с, в октавных полосах частот, Гц**					**Корректированная виброскорость, мкм/с**
	4	**8**	**16**	**31,5**	**63**	
Грузовые поезда						
Результаты измерений по 17 событиям похождения поезда						
Среднее значение v	116,0	62,2	18,3	2,98	2,50	80,1
Выборочное стандартное отклонение среднего значения u	14,7	6,3	0,75	0,26	0,24	8,0
Прогноз для фундамента зданий						
Виброскорость V	81,2	38,5	6,4	0,45	0,37	50,8
Неопределенность U	3,34	2,41	0,03	<0,01	<0,01	4,1
Пассажирские поезда						
Результаты измерений по 10 событиям похождения поезда						
Среднее значение v	10,2	15,0	13,7	1,85	1,24	20,1
Выборочное стандартное отклонение среднего значения u	1,05	1,54	1,31	0,12	0,28	1,8
Прогноз для фундамента зданий						
Виброскорость V	7,2	9,3	4,8	0,3	0,2	10,2
Неопределенность U	0,10	0,71	0,22	<0,01	<0,01	0,7
Маневровые локомотивы						
Результаты измерений по 7 событиям похождения поезда						
Среднее значение v	7,1	10,2	11,2	2,23	1,26	15,5
Выборочное стандартное отклонение среднего значения u	0,66	1,95	0,84	0,31	0,34	1,26
Прогноз для фундамента зданий						
Виброскорость V	4,9	6,3	3,9	0,3	0,2	7,2
Неопределенность U	0,06	0,85	0,16	<0,01	<0,01	0,9

Значения коэффициента передачи K значительно меньше 1 на всех частотах, поэтому прогнозные значения виброскорости меньше измеренных. По этой же причине неопределенность прогнозного значения меньше неопределенности измерений. Для их сравнения введем относительные величины u/v и U/V, значения которых приведены в таблице 3. Значения относительной неопределенности достаточно близки для всех рассмотренных случаев – они составляют примерно 10%. Однако для грузовых и пассажирских поездов относительная неопределенность измерений выше прогнозируемой, а для маневровых локомотивов – наоборот.

Таблица 3

Относительная неопределенность измерений и прогноза

Тип поезда	**Относительная неопределенность корректированного значения виброскорости, %**	
	Измерения, u/v	Прогноз, U/V
Грузовые поезда	10,0	8,1
Пассажирские поезда	9,0	6,9
Маневровые локомотивы	8,1	12,5

Случай маневровых локомотивов демонстрирует влияние неопределенности измеренных значений виброскорости в октавных полосах частот: относительная неопределенность значения, измеренного в полосе 8 Гц, составляет около 20% и значительно больше, чем в других полосах. Прогнозная виброскорость также имеет максимум на этой частоте, поэтому неопределенность измерений на 8 Гц внесла наибольший вклад в неопределенность прогнозного корректированного значения виброскорости, что и привело к большей неопределенности прогноза, чем неопределенность измерений. Для двух других типов поездов относительная неопределенность измеренных значений на основных частотах (4-16 Гц) не превышает 10%, что обусловило меньшую неопределенность прогноза. В аналогичных ситуациях, когда неопределенность виброскорости, измеренной в некоторой полосе частот, выше, чем в других полосах, неопределенность прогнозной корректированной виброскорости может превысить неопределенность измеренной корректированной виброскорости.

Заключение

Количественная оценка неопределенности прогноза вибрационного воздействия, вызванного движением рельсового транспорта, является мерой точности прогнозирования. В работе проанализировано влияние точности исходных данных – результатов натурных измерений вибрации. Коэффициент передачи вибрации, связывающий измеренные на территории застройки значения с прогнозируемыми значениями в здании, является частотно-зависимым, поэтому использование неопределенности измеренных корректированных значений виброскорости для прогноза является некорректным. Получены соотношения, связывающие неопределенность измерений октавных значений виброскорости с прогнозируемым корректированным значением виброскорости.

На основании примера натурных измерений на площадке строительства здания вблизи железнодорожных путей оценена неопределенность прогноза. Показано, что в общем случае неопределенность измерений не совпадает с неопределенностью прогнозируемого значения. При этом относительные значения обеих неопределенностей близки и составляют примерно 10%.

Таким образом, для практических расчетов необходимы методики оценки неопределенности прогноза вибрации в проектируемых зданиях, отсутствующие в настоящее время в методических и нормативных документах. Кроме неопределенности исходных данных необходимо учитывать неопределенность коэффициентов передачи, связывающих измеренные значения с прогнозируемыми.

Список литературы

1. СП 441.1325800.2019. Защита зданий от вибрации, создаваемой железнодорожным транспортом. Правила проектирования. М.: Минстрой России, 2019.

2. СП 465.1325800.2019. Здания и сооружения. Защита от вибрации метрополитена. Правила проектирования. М.: Минстрой России, 2019.

3. Васильев М.Д., Канев Н.Г. Неопределенность измерений при гигиенической оценке вибрационного воздействия от железнодорожного транспорта / Труды конференции «Будущее машиностроения России», 24-27 сентября 2019, г. Москва. С. 612-618.

4. Канев Н. Г., Прокофьева П. Е., Московец М. Е. Оценка неопределенности измерений вибрации железнодорожного транспорта по результатам суточного мониторинга / Noise Theory and Practice. 2021, 7 (1), г. Санкт-Петербург. С. 7-9.

5. ГОСТ 34100.3–2017. Неопределенность измерения. Часть 3. Руководство по выражению неопределенности измерений. М.: Стандартинформ, 2017.

6. Московец М.Е., Канев Н.Г. Передача вибрации рельсового транспорта по конструкции здания / Сборник трудов Пятой всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 24 апреля 2020, г. Москва. С.152-158.

7. Московец М.Е., Канев Н.Г. Оценка передачи вибрации рельсового транспорта с грунта на фундамент здания / Сборник трудов Четвертой всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 24 мая 2019, г. Москва. С.142-149.

8. Hanson C. E., Towers D. A., Meister L. D. Transit Noise and Vibration Impact Assessment FTA-VA-90-1003-06 / U.S. Department of Transportation Federal Transit Administration, 2006. – 261 p

УДК 534.6.08
OECD 1.03.AA

Расчет ожидаемого шума газотурбинных двигателей

Михайлова Т.С.
Магистрант, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Из-за больших грузоперевозок, окружающая среда с каждым днем все больше подвергается акустическому загрязнению со стороны транспортного потока. Большой процент антропогенного шума приходится на промышленные предприятия, которые зачастую находятся в черте населенных пунктов. Из большого перечня источников шума техногенного происхождения, одним из самых влиятельных вкладов в общий процент загрязнения приносят двигательные установки. Данная статья посвящена акустическому загрязнению, возникающему при испытаниях газотурбинных двигателей. Уровни шума при испытаниях превышают все санитарно-гигиенические нормы. Главными источниками шума в рассматриваемых газотурбинных двигателях считаются аэродинамические шумы лопаточных машин и газовых потоков, а также выхлопная струя. В данной статье мной рассмотрена конструкция типичного испытательного стенда, а также процесс расчета ожидаемого шума при испытаниях газотурбинных двигателей.

Ключевые слова: уровни звука, акустическое загрязнение, шум, звуковая мощность, шумоглушение, газотурбинный двигатель.

Calculation of the expected noise of gas turbine engines

Mikhailova T.S.
Master student, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Due to heavy freight traffic, the environment is increasingly exposed to acoustic pollution from the traffic flow every day. A large percentage of anthropogenic noise is found in industrial enterprises, which are often located within human settlements. From a large list of sources of man-made noise, one of the most influential contributions to the total percentage of pollution is brought by propulsion systems. This article is devoted to the acoustic pollution that occurs during the testing of gas turbine engines. Noise levels during tests exceed all kinds of sanitary standards. The main sources of noise in the gas turbine engines in question are the aerodynamic noises of the shovel machines and gas flows, as well as the exhaust jet. In this article I consider the design of a typical test stand, as well as the process of calculating the expected noise during tests of gas turbine engines.

Key words: *sound levels, acoustic pollution, noise, sound power, noise reduction, gas turbine engine.*

Введение

В Государственном докладе «О состоянии и об охране окружающей среды в Российской Федерации в 2019 году» [1] отмечается: «Из физических факторов наибольшее влияние на здоровье населения оказывает шумовой фактор. Длительное шумовое воздействие может иметь такие отрицательные последствия для здоровья как нарушение покоя и сна, стресс, повышенное кровяное давление и ишемическую болезнь сердца». Акустический шум, согласно учету Роспотребнадзора в 2019 году, остается

Автор корреспондент: ts_mihailova@mail.ru (Михайлова Т.С.)

основным вкладчиком в совокупность физических факторов - его вклад в факторную нагрузку составляет 42,34% [1].

Статистические данные, говорят о том, что на рабочих местах производственный шум зачастую превышает предельно допустимые уровни (далее – ПДУ) в среднем от 3 дБА, а в абсолютных значениях достигается 120 дБА и выше, в виду вышеперечисленного разработка шумозащитных мероприятий является актуальным вопросом. [2]

В данной статье будет рассмотрена проблема повышенного шума при работе испытательных стендов газотурбинных двигателей (далее – ГТД) и пути ее решения. Рассмотрена типичная модель испытательного стенда ГТД. В результате работы будут определены основные источники шума при испытаниях, а также представлен расчет требуемого снижения шума, который возникает при испытаниях.

1. Конструкция испытательных стендов

В работах А.В. Григорьева сказано, что шум ГТД особенно интенсивен в районе аэропортов. Интенсивность воздушного движения и частота рейсов в настоящее время быстро увеличивается. Современные большие аэропорты принимают и отправляют более 1000 самолетов в сутки. Так, например, звуковой след может достигать в районе аэропорта 35…55 км. Растут габариты самолетов и скорости их полета, что несомненно требует применения двигателей с повышенными мощностями. Это и делает проблему повышенного шума ГТД одной из важнейших в двигателестроении. [3]

Каждый двигатель пройдя определенные этапы: проектирования, конструирования и изготовления – подвергается испытанию. Испытания ГТД проходят на испытательных стендах, которые представляют собой единый механизм, цель которого экспериментальное определение и контроль количественных и качественных характеристик объекта испытаний.

В конструкцию испытательных установок, согласно А.В. Григорьеву, входит: стенд, в котором устанавливается объект испытания (в нашем случае – ГТД), вспомогательные помещения, которые примыкают к установкам, где размещается оборудование для измерения, кабины управления с контрольно-измерительными приборами, системы для обеспечения установки топливом, маслом, электроэнергией и другими необходимыми для технологического процесса материалами. Испытательный стенд (установка) – это единый комплекс, который предназначен для проведения испытаний в эксплуатационных условиях. На рисунке 1 представлена схема испытательного стенда, на станке которого размещается испытуемый двигатель 1. Узлы крепления ГТД на станке те же, что и на летательных аппаратах. Станина 3 неподвижно укрепляется на фундаменте 4, который монтируется на вибропоглощающем основании 5. Фундамент станка отделен от фундамента здания стенда воздушным зазором, что вместе с вибропоглощающим основанием позволяет практически исключить вибрационную нагрузку на конструкцию здания. К станине на гибких стальных лентах 6 подвешивается подвижная платформа 7, на которой собственно устанавливается двигатель 1. Под действием силы тяги двигатель вместе с подвижной платформой стремится переместиться в направлении действия тяги. При этом сила тяги воспринимается силоизмерительным датчиком 2.

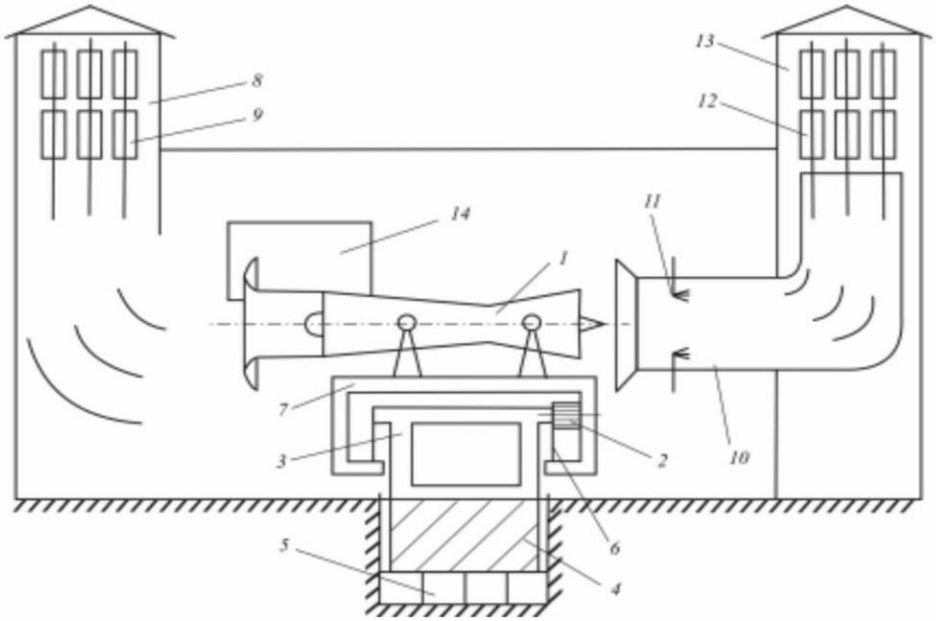


Рис. 1. Схема испытательного стенда

1. ГТД
2. Силоизмерительный датчик
3. Станина испытательного стенда
4. Фундамент силоизмерительного устройства
5. Вибропоглощающее основание
6. Упругие стальные ленты
7. Подвижная платформа
8. Входная шахта шумоглушения
9. Элементы шумоглушения на входе
10. Эжекторная выхлопная труба
11. Впрыск воды
12. Элементы шумоглушения на выходе
13. Выхлопная шахта
14. Окно кабины наблюдателя

Воздух является рабочим элементом двигателя, который с помощью входной шахты шумоглушения 8 попадает в бокс. 8. Охлаждение газового потока происходит с помощью форсунок для подачи воды 11, которые размещены в эжекторной выхлопной трубе 10. Отработанные газы через выхлопную шахту 13 выбрасываются в атмосферу. Глушитель аэродинамического шума – это чаще всего лабиринт или специальная камера, которая образованна пластинами или цилиндрами (9, 12) из перфорированного железа, заполняющиеся звукопоглощающими материалами. [3] На рисунке 2 представлены различные иды оформления входа и выхода испытательных стендов.

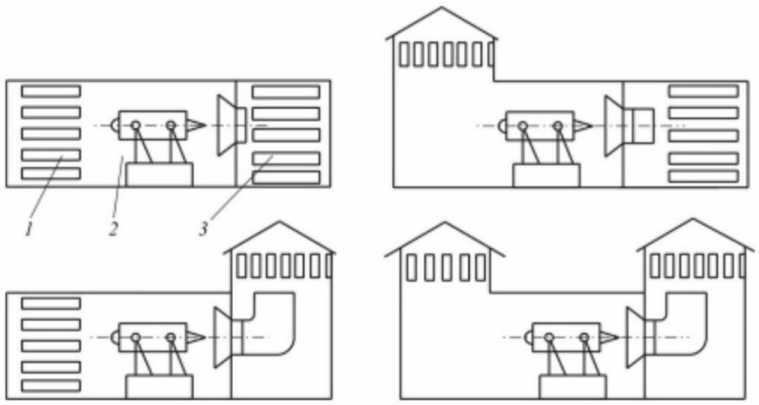


Рис. 2. Виды входа и выхода испытательных стендов
1 – входная часть; 2 – центральная часть; 3 – выхлопная часть.

Современные испытательные стенды ГТД являются источниками интенсивного шума. [4] Шум работающего авиационного двигателя превышает все санитарные нормы, поэтому при испытаниях необходимо учитывать шумовое загрязнение для его дальнейшего снижения и приближения к нормам, которые прописывает законодательство Российской Федерации.

2. Определение акустических характеристик ГТД

Основными источниками шума в ГТД являются аэродинамические шумы лопаточных машин и газовых потоков, выхлопная струя. [4] Шум, возникающий при испытаниях через газовоздушные каналы или шахты распространяется в атмосферу, также через зазор между соплом двигателя и эжекторной трубы в помещение стенда.

Вопросом шумоглушения на испытательных установках задаются еще при проектировании данной установки. Приблизить уровень звука к ПДУ помогает надежная звукоизоляция и система шумоглушения. Шум на летательных аппаратах снижают путем специальных сопел и звукопоглощающих конструкций. Но если не знать точные акустические характеристики ГТД добиться удовлетворительных результатов проектирование будет невозможно.

Проектирование шумоподавляющих устройств для испытательных стендов ГТД, а именно для определения необходимого снижения шума должно основываться на акустических расчетах. Для таких установок сложность при проектировании заключается в том, что данные при расчете не должны влиять на параметры самих испытуемых объектов, то есть ГТД и не могут вносить большие дополнительные гидравлические потери в газовоздушный тракт.

В расчет звуковой мощности шума со стороны выхлопа испытательного стенда ГТД положен расчет шума реактивной выхлопной струи, основанный на теории Майкла Джеймса Лайтхилла, работах Анатолия Григорьевича Мунина, Евгения Яковлевича Юдина и др. [4]

Общий уровень звуковой мощности, струи L_Po, дБ, в дальнем звуковом поле определяют по формуле:

$$L_{Po} = 80 \lg U_c + 20lg\rho_c + 10lgF_c - 44, \text{ дБ} \quad (1)$$

где U_c – скорость истечения газа из сопла, *м/с;*

ρ_c – плотность струи в выходном сечении сопла, *кг/м^3;*

F_c – площадь сопла, *м^2*.

Чтобы вычислить L_{Po} по формуле (1), входящие в формулу величины необходимо выразить через иные параметры двигателя:

G – массовый расход газа на срезе сопла;

$P_{O.C}$ – полное давление на срезе сопла. Данные величин задаются как исходные при проектировании установок шумоглушения.

Для определения величин, которые требуются в формуле (1) можно использовать таблицы газодинамических функций, в которых для определенного значения изоэнтропического показателя струи дается связь газодинамических параметров. [5]

Плотность струи определяют по формуле:

$$\rho_c = \frac{8(\lambda_c * P_{O.C})}{RT_c}, \text{кг/м}^3 \quad (2)$$

где λ_c – коэффициент скорости;

RT_c – газовая постоянная смеси, равная 287 *Дж/кг*^{0}C*;

$8(\lambda_c)$ – определяют по таблицам газодинамических функций.

Скорость истечения струи из сопла двигателя считают п формуле:

$$U_c = \bar{A}\lambda_c\sqrt{RT_c}, \text{м/с} \quad (3)$$

где величину $\overline{A}$ выбирают в зависимости от изоэнтропичесого показателя.

Площадь сопла двигателя определяют по формуле:

$$F_c = \frac{G}{\rho_c U_c}, м^2 \quad (4)$$

где G – массовый расход газа на срезе сопла, *кг/с;*

ρ_c – плотность газов, определяемая по формуле (2), *кг/м^3;*

U_c – скорость истечения газов, определяемая по формуле (3), *м/с.*

Ожидаемые уровни звукового давления в расчетных точках на территории испытательного стенда определяют по формуле:

$$L_i = L_{Pi} - 20\lg r_i + 10lg\frac{\Phi_i}{4\pi} - \frac{\beta r_i}{1000}, дБ \quad (5)$$

где L_{Pi} – уровень звуковой мощности рассматриваемого источника шума, *дБ;*

r_i – расстояние источника шума до расчетной точки, *м;*

Φ_i – фактор направленности источника шума, равен 2;

β – затухание звука в атмосфере, *дБ/к.*

Требуемое снижение шума от каждого источника шума (всасывающего или выхлопного воздуховода) определяется как разность ожидаемого уровня звукового давления в расчетной точке до осуществления мероприятий по снижения шума и допустимого уровня шума:

$$L_{доп} = L_n + \sum_i \Delta пt, дБ \quad (6)$$

где L_n – нормативный уровень звукового давления, определяемый в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562-96;

$\sum_i \Delta пt$ – сумма поправок.

После получения величины требуемого снижения шума проектируют глушители для испытательных стендов. Глушители устанавливают на выходе всасывающих и выхлопных воздуховодов в атмосферу. Поэтому при проектировании глушителя необходимо так же учесть поправку на присоединения глушителя, а глушитель подбирать с таким расчетом, чтобы его эффективность во всем диапазоне частот удовлетворяла соотношению

$$\Delta L_{эф} \geq \Delta L_{тр} + \Delta L_n$$

Заключение

В статье определены основные источники повышенного шума ГТД. Рассмотрена типичная модель испытательного стенда ГТД, а также схема расчета требуемого снижения шума, возникающего при испытаниях. Неизменным и принципиальным остается акустическое загрязнение от выхлопной струи, которое за счет быстрого перемешивания входящих газов с воздухом возникает в окружающей среде. Расчеты приведенные выше помогут на этапе проектирования помогут оценить ожидаемый шум и сопоставить полученные данные с ПДУ, и уже на этапе проектирования подобрать необходимые системы шумоглушения.

Список литературы

1. О состоянии и об охране окружающей среды в Российской Федерации в 2019 г. Государственный доклад. – М.: Минприроды России; МГУ имени М.В. Ломоносова, 2020. – 1000 с.

2. Суворов Г.А., Лихницкий А.М. Импульсный шум и его влияние на организм человека. – Л.: Медицина, 1975. – 156 с.

3. Испытания авиационных двигателей: учебник для вузов / под общ. ред. В.А. Григорьева и А.С. Гишварова. – М.: Машиностроение, 2009 – 504 с.

4. Справочник проектировщика. Защита от шума. Под ред. Е.Я. Юдина, М.: Стройиздат, 1974. – 134 с. Авт: Е.Ю. Юдин, И.Д. Рассадина, В.Н. Никольский и др.

5. Дименто́ва А.А. и др. Таблицы газодинамических функций. М., Машиностроение, 1966. – 23 с.

УДК 534.8.081.7
OECD 01.03.AA

Выбор и анализ многослойных звукоизолирующих конструкций в условиях ограничений массогабаритных характеристик

Егорова Э.С.[1]*, Кузнецова А.Д.[2], Геворгян Н.Г.[3]
[1]Студент 4 курса бакалавриата, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Ассисстент кафедры ГСП, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия
[3]Студент 4 курса бакалавриата, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В статье описывается поиск вариантов многослойных звукоизолирующих конструкций, обладающих повышенной звукоизоляцией в условиях жестких ограничений массогабаритных характеристик.

В настоящий момент существует проблема повышенных уровней шума в помещениях и часто общепринятых решений по звукоизоляции оказывается недостаточно для снижения проникающего шума от источников. Для решения этой задачи требуются нестандартные решения по повышению изоляции воздушного шума ограждений, в частности разработка и применение многослойных конструкций с повышенной звукоизоляцией, которые рассматриваются в данной статье.

При проектировании многослойных ограждений необходимо учитывать ограничения массы и толщины конструкции. В статье проведен анализ вариантов многослойных конструкций с повышенной звукоизоляцией, применяемых на судах, в строительстве и в транспортных средствах и выбор конструкций, обладающих лучшим соотношением массогабаритных характеристик и требуемой звукоизолирующей способностью.

Ключевые слова: звукоизоляция, повышенная звукоизоляция, звукоизолирующие конструкции, многослойные звукоизолирующие конструкции, композиционные материалы, сотовые конструкции.

Selection and analysis of multilayer soundproofing structures in conditions of limited mass and thickness characteristics

Egorova E.S.[1], Kuznetsova A.D.[2], Gevorgyan N.G.[3]*
[1]4th year undergraduate student, Saint-Petersburg State marine technical university, Saint-Petersburg, Russia
[2]Assistant of the Department of hydrophysical search tools, Saint-Petersburg State marine technical university, Saint-Petersburg, Russia
[3]4th year undergraduate student, Saint-Petersburg State marine technical university, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article describes the search of multilayer soundproofing structures' variants based on meaningful analysis, which have increased sound insulation in conditions of severe restrictions on weight and size characteristics.

At the moment, there is a problem of increased noise levels in rooms and, oftenly, conventional sound insulation solutions are not enough to reduce the penetrating noise from sources. To solve this problem, non-standard solutions are required to increase the insulation of airborne noise of fences - namely, the development and use of multilayer structures with increased sound insulation, which are described in this article.

When designing multi-layer barriers, weight and thickness limitations must be considered. The article analyzes the options for multilayer structures with increased sound insulation used on ships, construction, vehicles,

[*]*Автор корреспондент: sveta_egorova_1972@mail.ru (Егорова Э.С.)*

the choice of structures with the best ratio of weight and size characteristics, and the required soundproofing ability.

Key words: *soundproof, increased sound insulations, sound insulation structures, multilayer sound insulation structures, composite materials, honeycomb structures.*

Введение

При эксплуатации судов и кораблей существует актуальная проблема повышенного шума в помещениях надстроек, ограждения которых обычно выполнены из таких легких конструкций, как стеклопластиковые сотовые панели и алюминиево-магниевые сплавы, для снижения массы корпуса судна. Звукоизоляции таких ограждений недостаточно для снижения уровней звука в жилых помещениях от источников шума. «Как известно, в широком диапазоне частот (для судовых переборок - от 31,5 Гц до 1-2 кГц, в ряде случаев, нескольких килогерц), звукоизоляция препятствия определяется законом «масс» и по этой причине традиционная звукоизоляция недостаточна» [1]. Соответственно, для снижения проникающего шума в помещения необходимы нестандартные решения по улучшению изоляции воздушного шума ограждений.

Таким вариантом является применение многослойных конструкций с повышенной звукоизоляцией, представляющих собой звукоизолирующие и звукопоглощающе слои и панели, обладающие разной толщиной и поверхностной массой. При проектировании таких ограждений необходимо учитывать условия по ограничению массы и толщины переборок. Соответственно, стоит первая задача поиска и разработки звукоизолирующего ограждения с максимальной звукоизоляцией при выполнении данных условий.

1. Критерии выбора многослойных звукоизолирующих конструкций

«Существующие стандартные методы расчета, к которым кроме специфичных судостроительных методик можно отнести и общестроительные методы расчета звукоизоляции, включают следующие варианты конструкций: тонкостенные; толстостенные; двойные тонкостенные и толстостенные со звукопоглощающим заполнителем и без него; сэндвич-панели, когда плотный звукопоглотитель одновременно выполняет и конструктивную функцию; трехслойные» [1]. К таким методикам относится способы расчета звукоизоляционных объектов как в судостроении, так и в строительстве, такие как свод правил СП 275.1325800.2016 [2], руководящий документ РТМ 212.0060-76 [3] и многие другие.

Актуальные стандартные методики расчета звукоизоляции не охватывают все часто встречающиеся варианты проектируемых судовых ограждений. «В исключительных случаях встречаются результаты лабораторных измерений звукоизоляции для предлагаемых вариантов ограждений». Для большинства проектных решений такая информация отсутствует, что приводит к необходимости выполнения второй задачи, составляющей разработку методики расчета звукоизоляции многослойных конструкций. «В общем случае требуемую звукоизоляцию следует подбирать/проектировать, исходя из особенностей спектра источника звука. Упрощая постановку задачи, можно ориентироваться на такой одночисловой показатель как индекс изоляции воздушного шума (R_w), дБ». [1]

Рассматриваемые в данной статье конструкции являются наиболее распространенными вариантами многослойных конструкций, применяемых в строительстве, на судах, в транспортных средствах и звукоизолирующих кожухах. [3, 4, 5, 6]

Ниже, на примере расчета конкретного судна, когда каюта экипажа соседствует с шахтой газовыхлопа, представлены расчеты частотных характеристик звукоизоляции для следующих вариантов конструкций*:

1. Конструкция ПКМ 46 мм + МВ 50 мм + ПКС 25 мм – R_w = 45 дБ.
2. Конструкция сталь 4 мм +ПКМ 46 мм + МВ 50 мм +ПКС 25мм – R_w = 54 дБ.
3. Конструкция сталь 4 мм + МВ 50 мм + ПКМ 46 мм+ МВ 50 мм + ПКС 25 мм – R_w = 46 дБ.
4. Конструкция ПКМ 46 мм + МВ 50 мм + Амг 4 мм – R_w=42 дБ.
5. Конструкция ПКМ 46 мм (16 кг/м^2) – R_w=32 дБ.
6. Конструкция ПКМ 46 мм (22 кг/м^2) – R_w=35дБ.

Примечание ПКМ – полимерно-композиционный материал (стеклопластиковая сотовая панель), ПКС – панель композитная стеновая, МВ – минеральная вата, Амг – алюминиево-магниевый сплав.*

Для всех перечисленных вариантов были рассчитаны частотные характеристики звукоизоляции с использованием комбинации различных расчетных методик. В качестве примера на рисунке 1 представлен график амплитудно-частотной характеристики звукоизоляции третьего варианта конструкции переборки, как наиболее сложного и не охватываемого существующими методами.» [1].

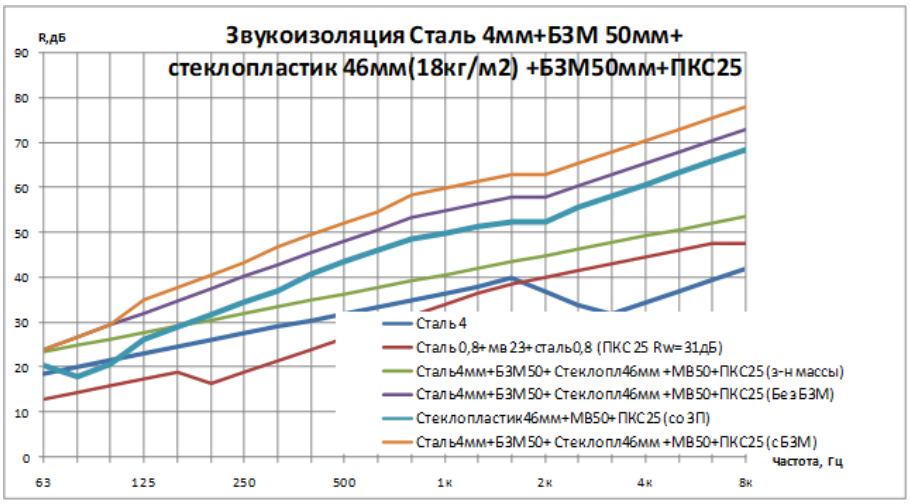


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика звукоизоляции конструкций переборки №3.

На рисунке 2 приведен сопоставительный анализ индексов изоляции воздушного шума R_w для всех рассматриваемых вариантов конструкции переборки.

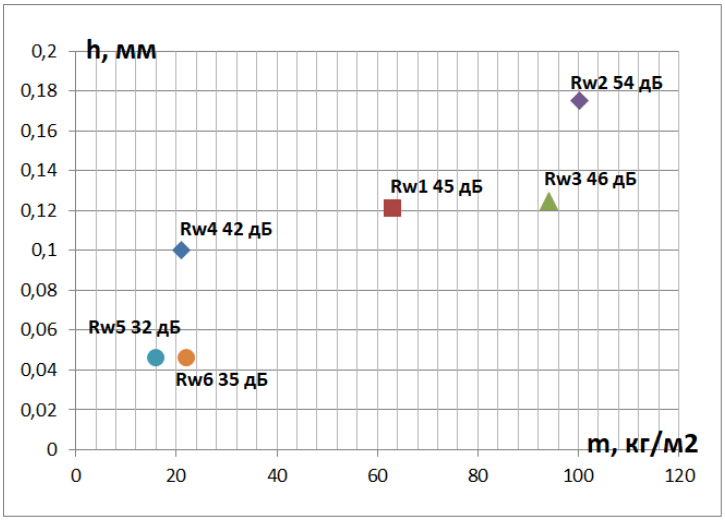


Рис. 2. Зависимость толщины конструкции h, мм от поверхностной массы m, кг/м^2.

Примечание R_{w1}=45 дБ – конструкция ПКМ 46 мм + МВ 50 мм + ПКС 25 мм; R_{w2}=54 дБ – конструкция сталь 4 мм + ПКМ 46 мм + МВ 50 мм + ПКС 25мм. R_{w3} = 46 дБ – конструкция сталь 4 мм + МВ 50 мм + ПКМ 46 мм+ МВ 50 мм + ПКС 25 мм. R_{w4}=42 дБ – конструкция ПКМ 46 мм + МВ 50 мм + Амг 4 мм. R_{w5}=32 дБ – конструкция ПКМ 46 мм (16 кг/м^2). R_{w6} = 35 дБ – конструкция ПКМ 46 мм (22 кг/м^2).*

2. Анализ многослойных звукоизолирующих конструкций

На основе рассчитанных данных, построены эффективные приближенные кривые по принципу Парето, подробное изучение и описание которого представлено в источнике [7], отражающий наилучшие решения из представленных вариантов конструкций по трем критериям: толщины (h, м), поверхностной массы (кг/м^2) и индекса изоляции.

Представленные 29 вариантов ограждений можно разделить на категории строительных конструкций и конструкций, применяемых в судостроении. Под номерами 18, 19, 20, 21 идут многослойные звукоизолирующие конструкции на относе 50 мм, представленные ниже*:

18. Конструкция ПКМ 46 мм + ПКС 25 мм.
19. Конструкция сталь 4 мм + ПКМ 46 мм +ПКС 25 мм.
20. Конструкция сталь 4 мм+ ПКМ 46 мм + ПКС 25 мм.
21. Конструкция ПКМ 46 мм + Амг 4 мм.

Перечисленные далее варианты конструкций*, ранее рассматриваемые на рисунке 2, представляют собой многослойные ограждения с заполнением воздушного промежутка звукопоглощающим материалом, представленные под номерами 15, 16, 17, 22.

15. Конструкция ПКМ 46 мм + МВ 50 мм + ПКС 25 мм.
16. Конструкция сталь 4 мм + ПКМ 46 мм + МВ 50 мм +ПКС 25 мм.
17. Конструкция сталь 4 мм + МВ 50 мм + ПКМ 46 мм+ МВ 50 мм + ПКС 25 мм.
22. Конструкция ПКМ 46 мм + МВ 50 мм + Амг 4 мм.

Под номером 23 идет судовая трехслойная панель ПКС типа «2» общей толщиной 25 мм. Конструкция представляет собой два стальных листа толщиной 0,66 мм и 1 мм соответственно с заполнением промежутка минеральной ватной толщиной 23 мм, из источника [5]. Номера 24-29 представляют стандартные многослойные судовые конструкции из различных слоев из РТМ 212.0060-76 [2], которые перечислены далее:

24. Сталь 2 мм + теплоиз. + возд. пром. 140 мм + ЗПМ + зашивка тип б.
25. Сталь 3-4 мм + теплоиз. + возд. пром. 140 мм + ЗПМ + зашивка тип б.
26. Сталь 5-8 мм + теплоиз. + возд. пром. 140 мм + ЗПМ + зашивка тип б.
27. Алюминиевый сплав 2 мм + теплоиз. + возд. пром. 140 мм + ЗПМ + зашивка тип б.
28. Алюминиевый сплав 3-4 мм + теплоиз. + возд. пром. 140 мм + ЗПМ + зашивка тип б.
29. Алюминиевый сплав 5-8 мм + теплоиз. + возд. пром. 140 мм + ЗПМ + зашивка тип б.

Под номерами 1-14 идут многослойные перегородки из гипсокартонных листов разных толщин, применяемые в строительстве зданий, принятые из СП 55-101-2000 [4]. Далее перечислены данные конструкции:

1. ГКЛ 12,5 мм + возд. пром. 50 мм + МВ 40 мм + ГКЛ 12,5 мм.
2. ГКЛ 12,5 мм + возд. пром. 75 мм + МВ 40 мм + ГКЛ 12,5 мм.
3. ГКЛ 12,5 мм + возд. пром. 100 мм + МВ 40 мм + ГКЛ 12,5 мм.
4. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 50 мм + МВ 40 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.
5. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 75 мм + МВ 40 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.
6. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 100 мм + МВ 40 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.
7. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 105 мм + МВ 40 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.

8. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 155 мм + МВ 40 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.
9. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 205 мм + МВ 40 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.
10. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 170 мм + МВ 60 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.
11. ГКЛ 12,5 мм + возд. пром. 60 мм + МВ 40 мм + ГКЛ 12,5 мм.
12. ГКЛ 12,5 мм + возд. пром. 80 мм + МВ 40 мм + ГКЛ 12,5 мм.
13. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 60мм +МВ 40 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.
14. ГКЛ (12,5х2) мм + возд. пром. 80мм +МВ 40 мм + ГКЛ (12,5х2) мм.

На рисунке 3 показан сопоставительный анализ рассматриваемых вариантов конструкций, в зависимости суммарной толщины от поверхностной массы конструкций. Конструкции, расположенные в нижнем левом квадранте, соответствуют массогабаритным ограничениям.

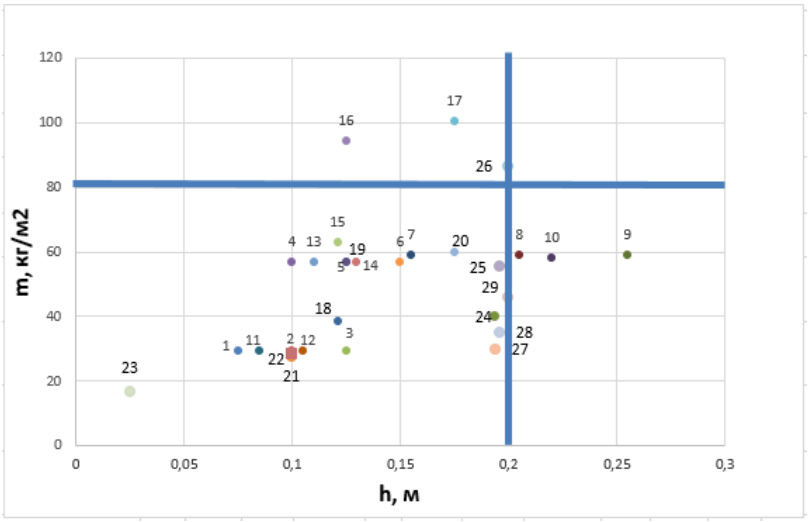


Рис. 3. Сопоставительный анализ конструкций в зависимости толщины h, м, от поверхностной массы, кг/м^2.

На рисунках 4,5 представлен сопоставительный анализ конструкций, применяемых в строительстве зданий. В качестве минимально приемлемого значения звукоизоляции выбрано значение индекса звукоизоляции R_w = 45 дБ.

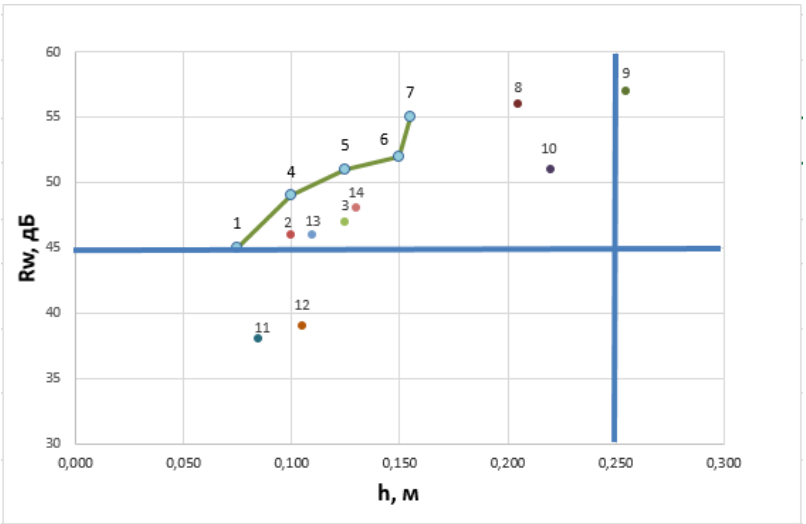


Рис. 4. Варианты конструкций в зависимости толщины h, м от индекса изоляции воздушного шума, дБ.

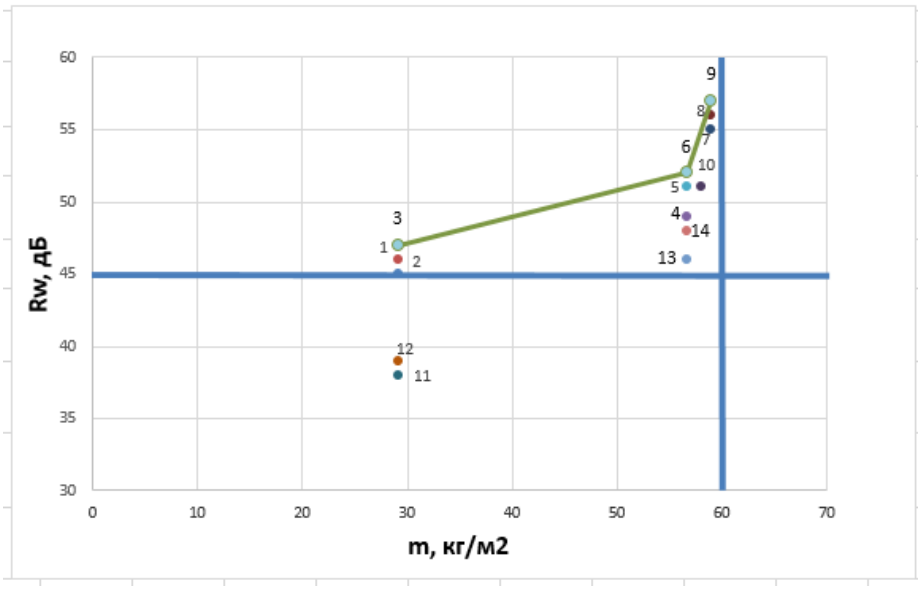


Рис. 5. Варианты конструкций в зависимости поверхностной массы, кг/м^2, от индекса изоляции воздушного шума, дБ.

Из представленных выше графиков можно выделить наиболее удовлетворяющие обоим критериям варианты конструкции под номерами 1, 3, 4, 5, 6, 7, 9.

Из данной группы можно выделить конструкцию 6 с индексом изоляции $R_w = 52$ дБ (двойной лист ГКЛ толщиной (12,5х2) мм, воздушный промежуток 100 мм со слоем минеральной ваты 40 мм, двойной лист ГКЛ (12,5х2) мм), удовлетворяющую обоим критериальным ограничениям.

На рисунках 6, 7 приведен сопоставительный анализ конструкций, применяемых на судах, в транспортных средствах и звукоизолирующих кожухах. В качестве минимально приемлемого значения звукоизоляции выбрано значение индекса $R_w = 32$ дБ.

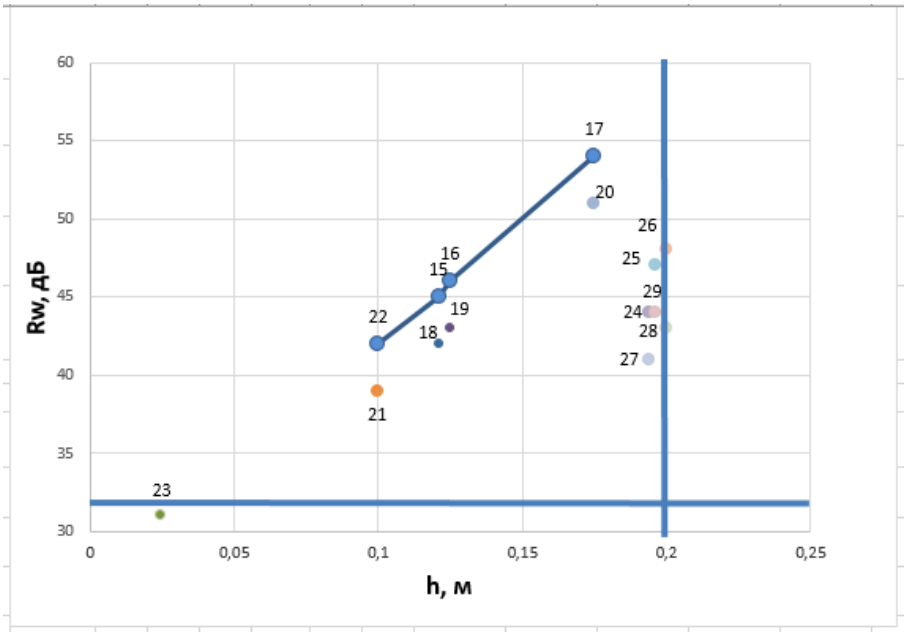


Рис. 6. Варианты конструкций в зависимости толщины h, м, от индекса изоляции воздушного шума, дБ.

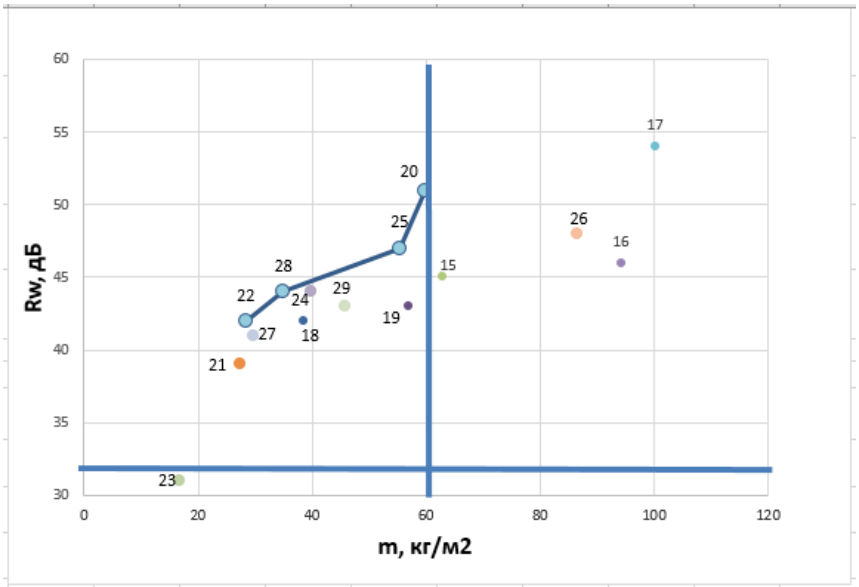


Рис. 7. Варианты конструкций в зависимости поверхностной массы, кг/м^2, от индекса изоляции воздушного шума, дБ.

Из представленных графиков можно выделить наиболее удовлетворяющие обоим критериям варианты конструкции под номерами 15, 16, 17, 20, 25, 22, 28. Из данной группы можно выделить конструкцию 22 с индексом изоляции R_w = 42 дБ (стеклопластиковая сотовая панель толщиной 46 мм, слой минеральной ваты 50 мм, алюминиево-магниевый лист 4 мм), удовлетворяющую обоим критериальным ограничениям.

Заключение

Проведен анализ вариантов многослойных звукоизолирующих конструкций с повышенной звукоизоляцией, применяемых в строительстве, на судах, в транспортных средствах и звукоизолирующих кожухах с учетом жестких ограничений массогабаритных характеристик. Выбраны варианты конструкций, которые обладают лучшим соотношением массогабаритных характеристик и удовлетворяют требуемому индексу звукоизоляции.

Список литературы

1. Егорова, Э.С. Разработка звукоизолирующих многослойных конструкций и методики расчета звукоизоляции в условиях ограниченных параметров / Э.С. Егорова, А.Д. Кузнецова, Н.Г. Геворгян, Т.С. Шевчук // Журнал «Неделя Науки» СПбГМТУ. – 2021. – С. 11.
2. Свод правил. Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции: СП 275.1325800.2016: утв. 16.12.2016: ввод в действие с 17.06.2017 / Минстрой России. - Москва, 2016. - 75 с.
3. Руководящий технический материал. Комплекс противошумовых мероприятий на судах речного флота./ РТМ 212.0060-76. Ленинград: Транспорт, ЛИВТ, 1978.-С.88-94.
4. Свод правил по проектированию и строительству. СП 55-101-2000. Ограждающие конструкции с применением гипсокартонных листов: утв. и введ. «ТИГИ КНАУФ» ОАО и АО «ЦНИИпромзданий» 24.04.2000 № 91/18 / Госстрой России, ГУП ЦПП. М., 2003 . - 56 с.
5. Технический каталог «Армакс-Акустик», 2011 г. . – 416с. – URL: http://www.sendwichpanel.ru/teh-katalogi-pdf/tehnicheskii-katalog_Armax.pdf (дата обращения: 12.01.2021). – Режим доступа: свободный.

6. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция: теория, исследования, проектирование, изготовление, контроль / И. И. Боголепов. - Л. : Судостроение, 1986. - 368 с.
7. Ваньян, П. Л. Правило Парето и самоподобие в АВС-анализе / П. Л. Ваньян, А. И. Поташев // Исследовано в России. -2005. -С. 1986-1995.

УДК 534.8.081.7
OECD 01.03.AA

Снижение вибрации и структурного шума большого морозильного рыболовного траулера на стадии эксплуатации

Геворгян Н.Г.[1*], Егорова Э.С.[2]
[1]Студент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Студент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

В статье описаны конструктивные мероприятия по улучшению виброизоляции (ВИ). Мероприятиями могут быть изменения как толщины фундамента, так и состава, а также параметров конструкции. По результатам сдаточных испытаний фиксируется превышение шума и вибрации. Источники и пути распространения неизвестны, посему проблема разработка мероприятий по снижению ВИ актуальна.

Вибрация судна разделена на общую и местную. Для снижения общей вибрации, требуется существенное изменение общей конструкции судна или движителей. Следовательно, в статье рассматриваются конструктивные мероприятия по снижению местной вибрации.

На примере конкретных результатов измерения вибрации рыболовецкого судна, оценены эффективность и изменение толщины перекрытий судового набора и изменение слоёв чистого пола блока кают.

Ключевые слова: виброизоляция, вибрация, конструкция, колебания, масса, виброактивный, виброакустический.

Reducing vibration and structure-borne noise on a large freezer fishing trawler during operation

Gevorgyan N.G[1], Egorova E.S.[2]*
[1]Student, Saint-Petersburg State marine technical university, Saint-Petersburg, Russia
[2]Student, Saint-Petersburg State marine technical university, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article describes constructive measures to improve vibration isolation. Measures can be changes in both the thickness of the foundation and the composition, as well as structural parameters. According to the results of the acceptance tests, the excess of noise and vibration is recorded. The sources and routes of noise/vibration distribution are unknown - therefore, the problem of developing measures to reduce vibration isolation is urgent.

The vibration of the vessel is divided into general and local. To reduce the overall vibration, a significant change in the overall design of the vessel or propulsion system is required. Consequently, the article describes constructive measures to reduce local vibration.

On the example of the specific results of measuring the vibration of a fishing vessel, the efficiency and change in the thickness of the ship's set floors and the change in the layers of the clean floor of the cabin block were evaluated.

Key words: *vibrationisolation, vibration, construction, mass, vibroactive, vibroacoustics.*

[*]*Автор корреспондент: norikgg1999@mail.ru (Геворгян Н.Г)*

Введение

При разработке противошумовых комплексов судов, как при расчетах шумов промышленных объектов постоянно приходится сталкиваться с ситуацией недостатка исходной информации для полноразмерных расчетов и проектирования. Отмеченная ситуация усугубляется на стадии ввода объектов в эксплуатацию или на стадии самой эксплуатации. Примером такого положения явились результаты измерений вибрации в судовых помещениях рыболовного судна, фрагмент верхней палубы которого показан на рисунке 1.

Рис. 1. Фрагмент верхней палубы рыболовного судна

В процессе ходовых испытаний были проведены измерения уровней шума и вибрации, и выявлены превышения уровней вибрации на частоте 8 Гц.

При этом была озвучена задача предложить некоторые конструктивные мероприятия для снижения выявленных превышений вибрации, которые могут затрагивать как некоторые корпусные элементы судна, так и отделочные узлы помещений. При этом не были предоставлены полные результаты измерений для всех помещений, на основании анализа которых можно было бы идентифицировать источники вибрации и пути их распространения, определяющие выявленные превышения.

Соответственно, актуальные стандартные методики расчета звукоизоляции не охватывают все часто встречающиеся варианты проектируемых судовых ограждений. В исключительных случаях [1] встречаются результаты лабораторных измерений звукоизоляции для предлагаемых вариантов ограждений, но для большинства проектных решений такая информация отсутствует [1].

Известны методические указания по вибрационной доводке построенных судов [2], основные положения которых кратко можно сформулировать в следующих пунктах:

1. Низкочастотные вибрации до 8 Гц включительно, превышающие нормативные значения и связанные с общей ходовой вибрацией судна следует снижать за

счет изменения загрузки судна, а также уменьшая величины динамических воздействий от винтов и главных двигателей. Оба этих подхода оказываются неприемлемыми в условиях поставленной задачи, в силу невозможности замены гребных винтов и улучшения виброизолирующих креплений главных двигателей, которые традиционно входят в комплект поставляемого оборудования.

2. Среднечастотные вибрации (от 8 Гц до 16 Гц), обусловленные местной вибрацией корпусных конструкций могут быть снижены за счет изменения жесткостей корпусных конструкций путем увеличения жесткостей подкрепляющих элементов: установление распорок, бимсов, ребер жёсткости.

3. На изменение амплитуд колебаний элементов корпусных конструкций в этой же среднечастотной области можно повлиять изменением поверхностной массой настилов и переборок, что является наиболее простым проектным способом уменьшения вибрации.

1. Расчёт

В качестве первого шага разработки рекомендаций по снижению вибрации была решена задача по разделению частот общих и местных колебаний верхней палубы судна на частоте превышения 8 Гц.

В работе [3] приведены значения первых собственных частот в зависимости от длины рыболовецкого судна (рисунок 2). Для рассматриваемого судна длиной около 100 м частоты общей вибрации в вертикальном направлении лежат в диапазоне 2-3 Гц, что существенно ниже проблемной частоты 8 Гц.

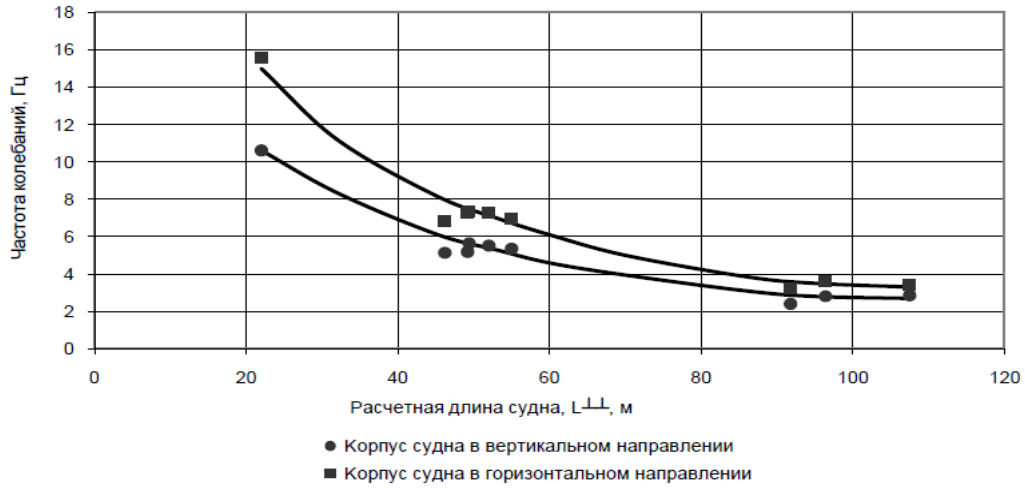


Рис. 2. Изменения частот собственных колебаний корпуса судна по первому тону от его расчетной длины [3]

Для оценки частот местных колебаний верхней палубы была предоставлена информация о толщине и материале верхней палубы, а также о составе пола в каютах, расположенных на этой палубе.

Расчет нескольких низших собственных частот колебаний фрагментов верхней палубы был выполнен как для шарнирно закрепленной прямоугольной пластины, представленной на рисунке 3, по следующей формуле 1 из [4]:

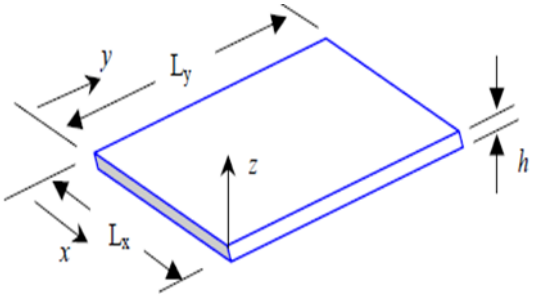


Рис. 3. Прямоугольная пластина

$$f(n_x, n_y) = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho}}\left[\left(\frac{n_x}{L_x}^2\right) + \left(\frac{n_y}{L_y}^2\right)\right] \quad (1)$$

где E–модуль упругости (Па); h – толщина пластины (м); ρ – плотность стальной пластины (кг/м^3).

Отмеченный расчет собственных частот местных колебаний в силу отсутствия информации по корпусным конструкциям судна был выполнен для нескольких типовых размеров прямоугольных пластин, одни из которых относятся к габаритным размерам пола кают, а другие – к габаритным размерам блока кают, т.к. переборки, разделяющие каюты обычно не являются несущими конструкциями и практически не влияют на изгибные колебания пластин. Габариты пластины, относящиеся к блоку кают, условно приведены на рисунке 1 красным прямоугольником. Расчет также был выполнен для нескольких толщин верхней палубы-6 мм, 7 мм и 8 мм (ввиду возможного отклонения от проектных данных.

Результаты расчёта собственных частот фрагмента пола верхней палубы приведены в таблице 1.

Анализ полученных значений позволяет сделать вывод, что повышенные уровни вибрации в каютах обусловлены местной вибрацией верхней палубы, поскольку частоты, кроме первых, прямоугольной пластины, соответствующей блоку кают лежат в диапазоне 7 Гц-10 Гц.

2. Результаты расчёта

Таблица 1.
Собственные частоты колебаний пластины.

Собственные частоты	**Толщина h, м**	**f11, Гц**	**f12, Гц**	**f21, Гц**	**f22, Гц**	**f23, Гц**
пол каюты	0,004	2	3	7	8	10
пол блока кают	0,004	0,4	1	2	2	2
пол каюты	0,006	3	5	10	12	15
пол блока кают	0,006	1	1	2	3	4
пол каюты	0,008	4	3	7	8	3
пол блока кают	0,008	1	1	3	4	4
пол каюты	0,007	3	5	12	14	12
пол блока кают	0,007	1	1	3	3	4

Состав пола кают, в виде следующего «пирога»:

- Vinyl Tarkett 3243 445 – толщина 3 мм;
- Клей Marley – толшина 0.1 мм;
- Сталь оцинкованная – толщина 2 мм;

- Мастика DMS PU-D20 – толщина 2 мм;
- Сталь оцинкованная – толщина 3 мм;
- Минеральная вата Rockwool Parok Marine - толщина 30 мм;
- Сталь категории А - толщина 7 мм;

также свидетельствует о возможном резонансном совпадении собственных частот пола верхней палубы. Расчет собственной частоты слоев пола выполнен по следующему выражению 2 из [5]:

$$f = 0{,}16\sqrt{\frac{E_д(m_1+m_2)}{dm_1m_2}} \quad (2)$$

где m_1 и m_2 – поверхностная плотность обшивок, кг/м^2; d – толщина воздушного промежутка, м; $E_д$ – динамический модель упругости материала заполнения, Па/м^2.

Результаты расчета дают значение собственной частоты слоев пола в районе 150 Гц, что свидетельствует о том, что причина повышенной вибрации в каютах не связана с составом слоев пола. С другой стороны, рассмотрение слоев пола, как двухмассовой конструкции связанной упругостью слоя минеральной ваты, позволяет, в первом приближении оценить как изменение слоев пола (включая толщину перекрытия верхней палубы) повлияет на изменение (уменьшение) вибрации пола каюты.

Для указанной оценки изменения вибрации был выбран параметр уровня виброизоляции (3), который зависит от резонансной частоты опорной конструкции и от поверхностной массы перекрытия (Мф), поверхностной массы слоев пола выше упругого слоя (М) и собственно свойств упругого слоя, задаваемых его толщиной (d) и модулем упругости (Ед) [6]:

$$ВИ = 20\lg\left|1 - \frac{(1+j\eta_ф)-\left(\frac{\omega}{P_2}\right)^2}{(1+j\eta_ф)-\left(1+\frac{M}{M_ф}\right)\left(\frac{\omega}{P_2}\right)}\left(\frac{\omega}{P_1}\right)^2\frac{1}{1+j\eta_в}\right| \quad (3)$$

где М – масса пола (кг/м^2); $M_ф$ – масса фундамента (кг/м^2); ω – частота (Гц); P_1, P_2 – парциальные частоты (Гц); $\eta_ф$– коэффициент потерь фундамента; $\eta_в$ – коэффициент потерь виброизолятора; j – мнимая единица.

Результаты расчёта ВИ на частоте 8 Гц в зависимости от поверхностной массы пола, модуля упругости изолирующего слоя и толщины покрытия представлены на рисунках 4-6.

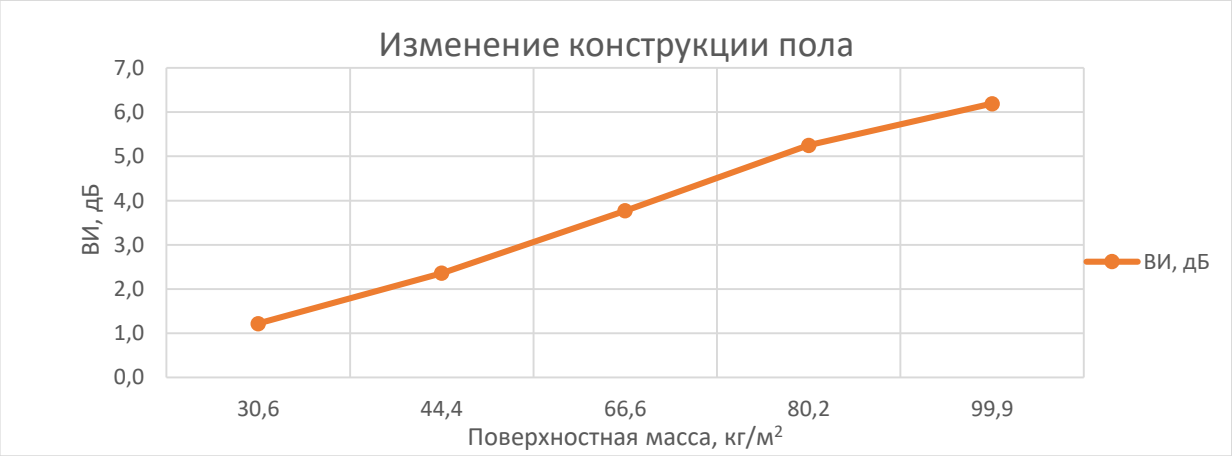


Рис. 4. Влияние суммарной поверхностной массы слоев пола на ВИ на частоте 8 Гц.

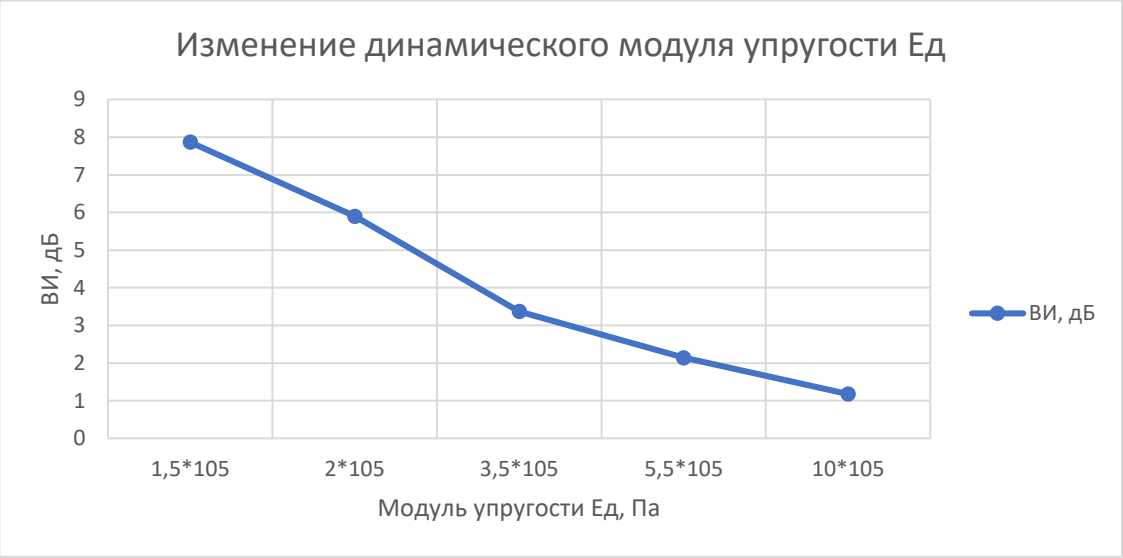


Рис. 5. Зависимость ВИ от модуля упругости (Ед) изолирующего слоя на частоте 8 Гц.

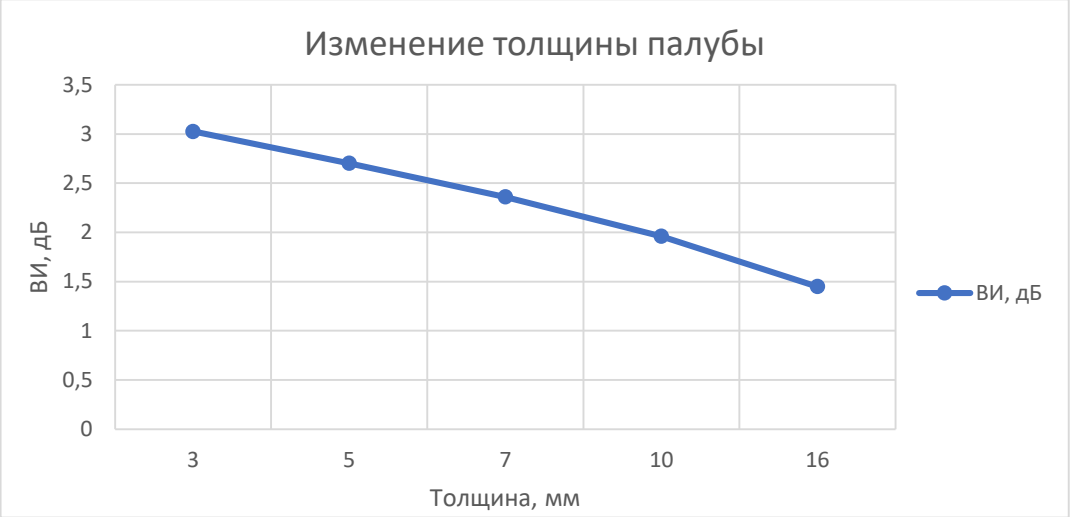


Рис. 5. Зависимость ВИ от толщины покрытия пола на частоте 8 Гц.

Из анализа представленных результатов видно, что изменением толщины палубного перекрытия в районе кают с повышенной низкочастотной вибрацией на 8 Гц, можно снизить вибрацию пола на 3-5 дБ. Вместе с тем, изменением параметров изолирующего слоя и покрытия пола на указанной частоте не удается существенным образом повлиять на снижение вибрации пола кают.

Заключение

При разработке противошумовых комплексов судов, приходится сталкиваться с недостатком исходной информации для расчетов и проектирования.

Также приведён пример мероприятия по снижению местной вибрации на судне, в частности изменение состава конструкции перекрытия, а именно применение «пирога».

Изменение толщины палубного перекрытия в районе кают с повышенной низкочастотной вибрацией на 8 Гц, снижает вибрацию пола на 3-5 дБ.

Список литературы

1. СП 2.5.36650-20 «Санитарно – эпидемиологические требования к отдельным видам транспорта и объектам транспортной инфраструктуры»
2. МУ 2.2.4.1518—03 «Расчетная оценка уровней вибрации в обитаемых помещениях морских судов» Федерального центра госсанэпиднадзора Минздрава России, 2004 г. – 35 с.
3. Дятченко С., Загацкий В, Пухов В. Проектирование рыболовных судов соответствующих заданному вибрационному состоянию. – Научный журнал. 2009, 17(89). – pp.32-37.
4. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Справочник. – Л.Судостроение, 1990. – 198с.
5. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция. – Л. Судостроение, 1986. – 367с.
6. Шаров Я.Ф. Виброизоляция механизмов. Учебное пособие. –Л.ЛКИ, 1986. – 173с.

УДК 629.21
OECD 01.03.AA

Проблема воздействия шума на жителей Санкт-Петербурга

Вельможина К.А.[1*], Кандабаров Н.А.[2]
[1]Студент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия
[2]Студент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия

Аннотация

Шум является общебиологическим раздражителем. Из этого следует, что он оказывает комплексное воздействие на организм человека, риску подвергается не только орган слуха, а весь организм в целом. Но одной из основных проблем для большинства населения крупных городов является наличие негативного воздействия шума не только на рабочем месте, но и в процессе повседневной деятельности. В данной статье приводится комплексный анализ воздействия шума на организм человека.

На протяжении всей своей жизни человек подвержен различному по своей природе шумовому воздействию. При этом, высокий уровень шума оказывающий вредное воздействие на организм, может присутствовать как в повседневной жизни, так и на рабочем месте. В результате длительного воздействия шума на человека нарушается нормальная деятельность сердечно-сосудистой и нервной систем, пищеварительных и кроветворных органов, развиваются профессиональные заболевания, например, тугоухость, прогрессирование которой может привести к полной потере слуха.

Ключевые слова: шум, звук, производство, здоровье, защита от негативного воздействия.

The problem of the impact of noise on the residents of St. Petersburg

Vel'mozhina K.A.[1], Kandabarov N.A.[2]*
[1]Student, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia
[2]Student, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Noise is a general biological irritant. It follows from this that it has a complex effect on the human body, not only the hearing organ is at risk, but the entire body as a whole. But one of the main problems for the majority of the population of large cities is the presence of the negative impact of noise not only in the workplace, but also in the course of everyday activities. This article provides a comprehensive analysis of the effects of noise on the human body.

Throughout his life, a person is exposed to various types of noise exposure. At the same time, a high level of noise that has a harmful effect on the body can be present both in everyday life and in the workplace. As a result of prolonged exposure to noise, the normal activity of the cardiovascular and nervous systems, digestive and hematopoietic organs is disrupted, and occupational diseases develop, for example: hearing loss, the progression of which can lead to complete hearing loss.

Key words: *the noise, sound, production, health, protection.*

Введение

Научно доказано, что шум и вибрации оказывает огромное негативное влияние на здоровье человека [1]. При этом длительное воздействие шума может провоцировать ряд заболеваний:

– нарушения в работе сердечно-сосудистой системы;

[*]*Автор корреспондент: anizhomlev@mail.ru (Вельможина К.А.)*

– повышение кровяного давления;
– снижение остроты слуха и зрения;
– нарушения в работе центральной нервной системы;
– депрессия;
– потеря слуха [2].

Данная работа посвящена оценке проблемы воздействия шума на жителей крупных мегаполисов на примере г. Санкт-Петербург. Статья является актуальной в связи с затруднённой акустической обстановкой в Санкт-Петербурге. Работа имеет практическую значимость с точки зрения просвещения людей с целью повышения осознанности, ответственности и экологической грамотности населения.

На жителей крупных городов оказывают влияние целый ряд городских факторов, таких как шум, вибрации, запыленность и др. Шум является одним из опаснейших негативных факторов, влияющих на здоровье горожан, так как шум оказывает свое воздействие не только в городе, но и на работе. К наиболее распространенным городским источникам шума относятся: автомобильный, железнодорожный и авиационный транспорт, трамвай, метрополитен мелкого заложения и промышленные предприятия, создающие в помещениях жилых и общественных зданий уровни шума, значительно превышающие допустимые значения. По данным Роспотребнадзора, наибольшему влиянию от шума подвергаются такие профессии, как:

– механизаторы сельскохозяйственных машин;
– водители автотранспорта;
– рабочие на элеваторах и производствах строительных материалов [3].

Перейдем к исследованию нормативных документов, регулирующих вопросы воздействия шума на население.

1. Нормативно-правовая база исследования

Норм, контролирующих уровень шума и вибраций на рабочем месте, достаточно много и все они регламентированы санитарными правилами (СП), а также санитарными правилами и нормами (СанПиН), в частности СП 51.13330.2011 (актуализированная редакция СНиП 23-03-2003) [4], СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [5] и т. д. В каждом из этих стандартов можно найти информацию о предельно допустимых уровнях звукового давления как на рабочем месте для каждой профессии в зависимости от тяжести и напряженности во время трудового процесса, так и в жилых и общественных зданиях и помещениях, а также на территории жилой застройки. указаны уровни шума для каждой профессии, связанной с этим фактором. В качестве примера в таблице 1 приведены предельно допустимые уровни звука в зависимости от тяжести и напряженности труда, что является общим эргономическим требованием для любых работ. Данная таблица составлена в соответствии с СН 2.2.412.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» [5].

Таблица 1
Предельно допустимые уровни звука для трудовой деятельности разных категорий, в дБА

Категория напряженности трудового процесса	**Категория тяжести трудового процесса**				
	Легкая физическая нагрузка	**Средняя физическая нагрузка**	**Тяжелый труд 1 степени**	**Тяжелый труд 2 степени**	**Тяжелый труд 3 степени**
Напряженность легкой степени тяжести	80	80	75	75	75

Напряженность средней степени тяжести	70	70	65	65	65
Напряженный труд 1 степени	60	60	-	-	-
Наряженный труд 2 степени	50	50	-	-	-

Также в СН 2.2.412.1.8.562-96 можно найти информацию о нормах звукового давления в жилых и общественных зданиях, а также нормах по шуму на территории застройки [5]. Данная информация отражена в таблице 2.

Таблица 2

Допустимые уровни звукового давления, уровни звука, эквивалентные и максимальные уровни звука проникающего шума в помещениях жилых и общественных зданий и шума на территории жилой застройки

Вид трудовой деятельности, рабочее место	**Время суток**	**Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБА)**	**Максимальные уровни звука $L_{Амакс}$, дБА**
		31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**		
Жилые помещения	с 7 до 23 ч.	79	63	52	45	39	35	32	30	28	40	55
	с 23 до 7 ч.	72	55	44	35	29	25	22	20	18	30	45
Территории, непосредственно прилегающие к жилым домам	с 7 до 23 ч.	90	75	66	59	54	50	47	45	44	55	70
	с 23 до 7 ч.	83	67	57	49	44	40	37	35	33	45	60

Определив основные регламентирующие документы в данном вопросе, перейдем к изучению воздействия городского шума на жителей крупных мегаполисов на примере Санкт-Петербурга.

2. Воздействие городского шума на жителей г. Санкт-Петербург

Далее рассмотрим городской шум в ключе негативного воздействия на жителей города Санкт-Петербург. Каждому известен тот факт, что в больших городах уровень шума не всегда является удовлетворяет требованиям нормативов. Шум появляется вследствие высокой загруженности городов транспортными средствами, производственными объектами и аэропортами. В частности, в Санкт-Петербурге присутствуют все эти источники шума. Шум оказывает сильное негативное воздействие на людей, проживающих в промышленных и центральных районах города. Он способен вызвать различные расстройства нервной системы, стать источником переутомления и пониженной

работоспособности. Если же рассматривать работников, трудящихся на различных производствах, то уровень шума в этом случае будет в разы выше городского.

Шум влияет на нас постоянно и не всегда люди способны качественно проанализировать зависимость ухудшения своего здоровья от увеличенного шумового воздействия. Однако это влияние неоспоримо и уже давно доказано учеными и врачами. Помимо постоянного шума в больших городах часто встречаются вибрации. Источниками данного негативного фактора могут стать отбойные молотки, используемые при ремонте дорог, или другая техника, задействованная в городах. По своей сути вибрации сопоставимы с шумом, с одним отличием – вибрации мы можем ощущать тактильно, а шум – только слышать. В связи с этим влияние вибраций на человеческий организм схоже с влиянием городского шума. Оба этих фактора непосредственного влияют на психоэмоциональное состояние людей.

В городе Санкт-Петербург уже давно ведется наблюдение за этими негативными аспектами городской среды. Это можно заметить по различным акустическим картам, составление которых для Северной столицы началось еще с конца XX века. На акустических картах города можно увидеть, как сильно в том или ином районе города бывает шумно (рис. 1, [6]). В связи с тем, что шум и вибрации являются одним из основных моментов при выборе места жительства, такие акустические карты могли бы быть использованы риелторами при продаже недвижимости или же строителями перед началом застройки.

Рис. 1. Акустическая карта Санкт-Петербурга

По стандартам Роспотребнадзора средний показатель шума в Санкт-Петербурге должен находиться в пределах установленных норм и не превышать значение в 55 дБА, тогда как в Северной столице, как видно из акустической карты города, он равен в среднем 60 дБА. Большая часть этого влияния приходится на шум от транспорта, автомобильного и железнодорожного, а также от воздушных ворот Петербурга - аэропорта Пулково. Так, на территориях, прилегающих к КАД, аэропорту, железным дорогам и основным проспектам города, а также вдоль промышленных зон уровень звука превышает норму в среднем на 10–15 дБА. Самыми шумными районами Северной столицы специалистами признаны;

— Центральный;

— Адмиралтейский;
— Фрунзенский;
— Кировский;
— Петроградский.

Названы и наиболее тихие места Санкт-Петербурга: Пушкинский, Выборгский, Курортный, Колпинский и Кронштадтский районы.

В связи с повышенным шумовым фоном в Санкт-Петербурге действует так называемый закон о тишине, призванный снизить уровень шума в крупных городах. Речь идет о ФЗ №52 «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» [7]. В соответствии с нормами, определенными данным законом, запрет на шум действует с 23:00 ночи до 7:00 утра, однако в Санкт-Петербурге и Ленинградской области, время тишины увеличено и длится с 22:00 вечера до 8:00 утра, а в выходные и праздничные дни проводить ремонт разрешается после 12:00 часов дня [8]. За нарушение данного закона может быть назначен штраф в размере от 1 до 3 тыс. рублей для физических лиц, а при повторном несоблюдении правил штраф увеличивается на 1000 рублей. Более подробная система штрафов за нарушение закона о тишине представлена на рисунке 2.

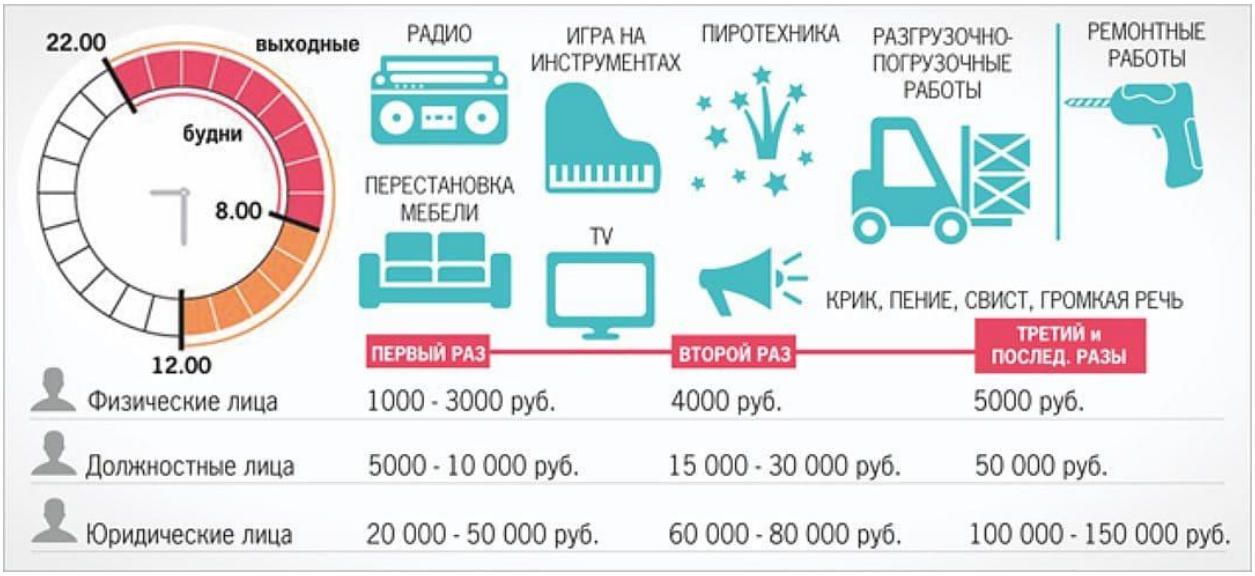


Рис. 2. Таблица штрафов за нарушение тишины

Хоть данный закон и призван регулировать уровень шума в крупных городах, его применение и использование на данный момент находится под вопросом. Для того, чтобы зафиксировать нарушение и наказать нарушителей, необходимо вызвать сотрудника полиции, а именно участкового инспектора. Но чаще всего до прибытия участкового шум прекращается и нарушение закона просто невозможно подтвердить.

Таким образом, в ходе проведенного исследования можно сделать обобщающий вывод о том, что шум является одним из ключевых факторов городской среды, влияющих на здоровье людей. Жители больших городов сталкиваются с шумом постоянно: при ремонте домов и помещений, во время следования до работы и на самом рабочем месте. В целях урегулирования данной проблемы в нашей стране существует целый ряд правил, регулирующих данный вопрос. Помимо действующих норм и правил по контролю шума в Российской Федерации действует закон о тишине. Однако, эффективность данного нормативного акта ставится под сомнение, так как возникают большие сложности с регистрацией факта нарушения.

Заключение

В заключении стоит отметить, что проблема негативного воздействия шума на организм человека остается актуальной и в современной обстановке. Несмотря на постоянный контроль над уровнем шума в крупных городах с помощью акустических карт и создание нормативно-правовых актов по нормированию уровня шума, влияние данного фактора на жителей крупных мегаполисов остается высоким. С учетом вышесказанного, остро встает вопрос борьбы с негативным воздействием на организм человека, что требует выделение большего материально-технического финансирования в первую очередь со стороны государства. Данный вопрос требует дополнительных изучений, следует доработать нормативно-правовую базу, регулирующую влияние шума на организм человек и модернизировать систему регистрации нарушений уровня тишины.

Список литературы

1. Хрупачёв А.Г., Хадарцев А.А., Седова О.А., Кашинцева Л.В. Количественная оценка вредного воздействия производственного шума и вибрации на здоровье человека // Национальные интересы: приоритеты и безопасность. 2013. №28.
2. Sliwinska-Kowalska, M. (2020). New trends in the prevention of occupational noise-induced hearing loss. International Journal of Occupational Medicine and Environmental Health, 33(6), 841-848. doi:10.13075/ijomeh.1896.01600.
3. О влиянии шума на здоровье человека (по материалам территориального отдела Управления Роспотребнадзора по Краснодарскому краю в Славянском, Красноармейском, Калининском районах) [Электронный ресурс] – URL: http://23.rospotrebnadzor.ru/content/325/14474/ (Дата обращения 04.11.2020).
4. СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003/Минрегион России. — М., 2011.
5. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки: постановление Госкомсанэпиднадзора России от 31 октября 1996 г. № 36. М: Минздрав России, 1997.
6. Спасите наши уши [Электронный ресурс] – URL: https://www.fontanka.ru/2017/10/30/108/?mobile=false (Дата обращения 05.03.2021 г.).
7. Федеральный закон «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» от 30.03.1999 N 52-ФЗ (в ред. Федеральных законов от 03.07.2016)
8. Федеральный Закон о тишине в 2021 году Источник [Электронный ресурс] – URL: https://property911.ru/kvartira-2/zakon-o-tishine.html (Дата обращения 21.03.2021 г.).

Защита от повышенного шума и вибрации

Редакторы С.Д. Ломовцева, А.А. Никитенко, Н.Н. Храпко, В.К. Васильева
Компьютерная верстка Н.Н. Храпко
Формат бумаги А4

Общество с ограниченной ответственностью
«Институт акустических конструкций»
Балтийский государственный технический университет
190005, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., д.1.