III Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием

«Защита населения от повышенного шумового воздействия»

СБОРНИК ДОКЛАДОВ

22-24 марта 2011 г.
Санкт-Петербург

УДК 534; УДК 53.082; УДК 53.083; УДК 624.01; УДК 625
ББК30; ББК94

Защита населения от повышенного шумового воздействия: Сборник докладов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (Россия, Санкт-Петербург, 22-24 марта 2011 г.) / под ред. Н.И. Иванова – Санкт-Петербург : Изд-во ИННОВА, 2014. – 774 с. ISBN 978-5-9906108-1-1.

В конференции приняло участие более 200 человек из более чем 20 городов Российской Федерации. В конференции также участвовали гости из Германии, Италии, Дании, США, Украины, Литвы. На 4-х пленарных и 4-х секционных заседаниях участники заслушали 15 пленарных и 50 секционных докладов по актуальным проблемам, связанным с обеспечение безопасности населения от шумового воздействия. Материалы сборника трудов конференции будут полезны ученым, инженерам, аспирантам, студентам, занимающимся проблемами борьбы с шумом.

Организаторы конференции: Правительство Санкт-Петербурга, Комитет по науке и высшей школе; Открытое акционерное общество «Российские железные дороги» (ОАО «РЖД»); Управление федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека по Санкт-Петербургу; Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург; Научно-исследовательский институт строительной физики Российской Академии архитектурно-строительных наук, г. Москва; государственный научно-исследовательский институт гражданской авиации, Москва; Научно-исследовательский и проектный институт территориального развития и транспортной инфраструктуры, Санкт-Петербург; фирма «Интеграл», Санкт-Петербург; Международный институт звука и вибрации, США.

ISBN 978-5-9906108-1-1 © БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, ИННОВА, 2014

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ СПОНСОР:

ООО «ЗАВОД СТРОИТЕЛЬНЫХ БИОКОНСТРУКЦИЙ»

Россия, 196084, Санкт-Петербург?
Московский проспект, дом 98
Телефон: +7 (812) 331-24-61
Факс: +7 (812) 316-67-85
E-mail: bukker@armaxbio.com
www.armaxbio.com

СПОНСОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ:

ООО «МАШПРИБОРТОРГ», г. МОСКВА

Россия, 105318, г. Москва,
ул. Ткацкая, 19
Телефон: +7 495 796 02 21
Факс: +7 495 644 33 03
E-mail: info@mptorg.ru
www.mptorg.ru

ООО «ТРАНСБАРЬЕР», г. МОСКВА

Россия, 107497, г. Москва,
ул. Бирюсинка, 4
Тел/факс: (495) 462-35-64;
(495) 462-35-61
e-mail: tb@transbarier.ru
www.transbarier.ru

«БРЮЛЬ И КЪЕР», РОССИЯ

Россия, 127287, г. Москва,
Петровско-Разумовский проезд, 29/4
Тел/факс: (495) 665-71-64;
e-mail: bkmoscow@bksv.com
www.bksvr.ru

ООО «ДОРАМБИЕНТЕ», г. КРАСНОДАР

Краснодарский край, Усть-Лабинский р-он,
ст. Воронежская, ул. Заводская, 109А
тел. +7(918) 677-45-87,
факс 8 (861) 353-83-54
e-mail: info@dorambiente.ru
www.dorambiente.ru

Содержание

ПРЕДИСЛОВИЕ 11
ПРОБЛЕМА ЗАЩИТЫ НАСЕЛЕНИЯ ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМА
Иванов Н.И., Буторина М.В., Минина Н.Н. 12
ОБОСНОВАНИЕ МЕРОПРИЯТИЙ СНИЖЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА НАСЕЛЕНИЕ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА НА ОСНОВЕ РЕЗУЛЬТАТОВ СОЦИАЛЬНО-ГИГИЕНИЧЕСКОГО МОНИТОРИНГА
Ракитин И.А., Мельцер А.В., Ерастова Н.В., Башкетова Н.С., Сухорыба Н.П., Боровков Н.В., Шутович А.А. 23
ШУМ, КАК ВЕДУЩИЙ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ФАКТОР В РАЗВИТИИ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ ЗАБОЛЕВАНИЙ НА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА
Ракитин И.А., Мельцер А.В., Наумова Т.М., Волчкова О.В., Прохорова О.Г. 29
INTRODUCTION TO COMMUNITY NOISE AND VIBRATION PREDICTION AND CONTROL*
Malcolm J. Crocker 33
НОВАЯ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ В ОБЛАСТИ ЗАЩИТЫ НАСЕЛЕНИЯ ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ
Цукерников И.Е., Шубин И.Л. 59
АКТУАЛИЗИРОВАННЫЙ СНИП 23-03-2003 «ЗАЩИТА ОТ ШУМА»
Шубин И.Л. 73
СНИЖЕНИЕ ШУМА В ЖИЛОЙ И ОБЩЕСТВЕННОЙ ЗАСТРОЙКЕ В ПРАКТИКЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ГОРОДСКИХ ОБЪЕКТОВ МОСКВЫ
Кирюшина Н.К. [1], Степанов В.Н. [2] 78
NOISE REDUCTION AND CONTROL IN URBAN PLANNING
THE STRATEGIC ACTION PLAN OF FLORENCE
Sergio Luzzi 94
ПРОБЛЕМА ШУМА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА И ПУТИ ЕЕ РЕШЕНИЯ
Иванов Н.И., Куклин Д.А. 108
ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЙ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ СОВРЕМЕННЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ
Шубин И.Л., Анджелов В.Л. 124
ОПЫТ СНИЖЕНИЯ АВИАЦИОННОГО ШУМА ВБЛИЗИ АЭРОПОРТОВ
Картышев О.А. 133
СТАТИСТИЧЕСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ДЛЯ РАСЧЁТА ВИБРАЦИИ И ШУМА В СЛОЖНЫХ СООРУЖЕНИЯХ
Грушецкий И.В. 137
МОНИТОРИНГ И СНИЖЕНИЕ НЕГАТИВНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НИЗКОЧАСТОТНОГО ЗВУКА И ВИБРАЦИИ НА ТЕРРИТОРИИ ГОРОДСКОГО ОКРУГА ТОЛЬЯТТИ
Васильев А.В. 149

ЭФФЕКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА В ЭНЕРГЕТИКЕ
Тупов В.Б. 164
IMPLEMENTATION OF THE NOISE DIRECTIVE IN EU.
THE BACKGROUND FOR THE DIRECTIVE AND STATUS IN 2010
Lars G. Winberg 172
МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ТРУБОПРОВОДОВ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ С НЕОДНОРОДНЫМ ПОТОКОМ ЖИДКОСТИ
Багаев Д.В., Безъязычный В.В., Кузнецов Н.А., Лобачев М.П.,
Попков В.И., Попков С.В., Романенко Е.В. 181
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВЗАИМОПРЕОБРАЗОВАНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ, РАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ В ЖИДКОСТИ
И ОГРАНИЧИВАЮЩИХ ЕЕ КОНСТРУКЦИЯХ ТРУБОПРОВОДОВ
Попков В.И., Безъязычный В.В., Воинова О.Н., Дубовченко Е.М., Королев И.В. . 204
КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К СНИЖЕНИЮ УРОВНЕЙ ВОЗДУШНОГО ШУМА
В ПОМЕЩЕНИЯХ МЕДИЦИНСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ
Елтышева Е.Н., Безъязычный А.В., Митрофанова Е.Н., Попков С.В. 216
СНИЖЕНИЕ ШУМА ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗРАБОТКИ ОАО «АВИАДВИГАТЕЛЬ»
Алексенцев А.А. 224
ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ. ПРОГРАММА ПОДБОРА ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ ПО АКУСТИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ
«CF SEL NOISE»
Вельбель А.М. 226
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ШУМА
НА ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕЛА ЧЕЛОВЕКА
Зыкина Е.В., Елисеева Т.Л., Тряпицын А.Б. 232
СНИЖЕНИЕ ШУМА УЗЛОВ РЕДУЦИРОВАНИЯ ГАЗА
Рыбалкин И.Г., Шахматов Е.В., Крючков А.Н.,
Иголкин А.А., Кох А.И., Родионов Л.В. 237
СНИЖЕНИЕ УРОВНЕЙ ШУМА И ВИБРАЦИИ НА ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ПУНКТАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ
Карманова В.В., Олейников А.Ю., Петров С.К.,
Полях И.И., Толоконников И.С. 245
АВТОМАТИЗАЦИЯ АКУСТИЧЕСКИХ РАСЧЁТОВ
С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО МОДУЛЯ АРМ АКУСТИКА
Иванов А.В., Никифоров А.В., Кузьмицкий А.М. 261
ОЦЕНКА ШУМА РУДНИКА С ОТКРЫТЫМ СПОСОБОМ ДОБЫЧИ
НА ПРИЛЕГАЮЩУЮ ТЕРРИТОРИЮ
Пименов И.К., Комарова Е.Г., Ягло М.А. 267
ОБРАТНЫЙ МЕТОД АКУСТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА САНИТАРНО–ЗАЩИТНЫХ ЗОН
Пименов И.К., Комарова Е.Г., Ягло М.А. 276

УРАВНЕНИЯ ЛИНЕЙНОЙ РЕГРЕССИИ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАССАЖИРСКИХ ПОЕЗДОВ
Цукерников И.Е., Хасс Р. 286
РАСЧЕТ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА. ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ
Комкин А.И. 291
КОМПЬЮТЕРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ MSC.SOFTWARE В NVH АНАЛИЗЕ
Макаров А.О. 299
ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ MD NASTRAN
Жарков А.В. 306
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ОЦЕНКЕ ОКРУЖАЮЩИХ ШУМОВ
Неклеса Ю.А. 312
ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА ШУМОЗАЩИТНЫХ ЭКРАНОВ
Грибов С.А. 326
ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ЭКРАНОВ СО ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИМИ ПАНЕЛЯМИ ИЗ ИМПРЕГНИРОВАННОЙ ДРЕВЕСИНЫ
Шашурин А.Е., Тюрина Н.В., Семёнов Н.Г., Корнилов В.А. 332
К УЧЁТУ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКИХ ЭКРАНОВ
Попова М.В., Федоренко С.Н., Давыдов В.В. 337
ВЛИЯНИЕ МЕСТНЫХ УСЛОВИЙ НА ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШУМОЗАЩИТНЫХ ЭКРАНОВ НА МЕСТЕ ИХ УСТАНОВКИ
Марков С.Б. 345
АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ МНОГОСЛОЙНЫХ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ
Городкова Н.А., Чурсин В.А., Берсенев Ю.В. 353
СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ПОСЛЕ ДЫМОСОСОВ С УЧЁТОМ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ
Чугунков Д.В., Тупов В.Б. 363
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ СОТОВЫХ ШУМОЗАЩИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ
Тюрин А.П. 373
СОВРЕМЕННЫЕ ЗВУКОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И АСПЕКТЫ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПОМОЩИ МАТЕРИАЛОВ ИЗ ГРУППЫ ПЕНОПОЛИЭТИЛЕНОВ ТИПА ПЕТРОФОМ И ИХ АНАЛОГОВ
Степура В.А. 381
ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА И ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ
Семин С.А., Тупов В.Б. 389
ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВИБРОПОГЛОЩАЮЩИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИТА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ
Юркин Ю.В. 396

ПРАКТИКА РЕШЕНИЯ НАСУЩНЫХ ЗАДАЧ В ТЕХНИЧЕСКОЙ АКУСТИКЕ
Кришневский Б.А. ... 403
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ ОРЕБРЕННЫХ ОГРАЖДЕНИЙ
Дымченко В.В., Тишков В.А. ... 405
ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ТРУДА РАБОТНИКОВ ПРИ ВНЕДРЕНИИ НОВЫХ ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
Савельев А.П., Пяткина С.А. ... 411
АНАЛИЗ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ, ОГРАНИЧИВАЮЩИХ ВРЕДНОЕ ВЛИЯНИЕ НА ЧЕЛОВЕКА УЛЬТРАЗВУКА И ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ШУМА
Петухова С.В., Буканин В.А. ... 427
ОПЫТ ШУМОВИБРОЗАЩИТЫ ГОРОДСКОЙ ЗАСТРОЙКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОЛИУРЕТАНОВЫХ МАТЕРИАЛОВ В РЕЛЬСОВЫХ СКРЕПЛЕНИЯХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ МЕТРОПОЛИТЕНА
РудневаЕ.А., Веретина И.А., Курнавин С.А.,
Замуховский А.В., НаумовБ.В., Гришин П.Е. ... 434
РЕЙТИНГОВАЯ СИСТЕМА КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ САНИТАРНО-ЭПИДЕМИОЛОГИЧЕСКОЙ, ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ
Кочнев А.П., Аверьянов В.К., Мележик А.А.,
Михайлов А.Г., Тютюнников А.И. ... 440
УЧЕТ АВТОТРАНСПОРТНОГО ШУМА НА ЭТАПЕ ФОРМИРОВАНИЯ ШУМОВОЙ КАРТЫ ГОРОДА
Кошурников Д.Н., Май И.В., Вековшинина С.А. ... 448
ВЛИЯНИЕ ТОЧЕЧНОЙ ЗАСТРОЙКИ НА ШУМОВОЙ РЕЖИМ ГОРОДСКИХ РАЙОНОВ
Колмаков А.В., Городецкая Н.Н. ... 454
РАЗМЕЩЕНИЕ ОБЪЕКТОВ ГОРОДСКОЙ ЗАСТРОЙКИ С УЧЕТОМ НЕГАТИВНОГО ШУМОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ИСТОЧНИКОВ
Захаров Ю.И., Захаров В.Ю., Саньков П.Н. ... 455
ШУМ ПОРТОВ: ЭМПИРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ШУМООБРАЗОВАНИЯ
Соловей Н.А. ... 464
ШУМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА И ЕГО ВОЗДЕИСТВИЕ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ
Гужас Д. ... 472
УЧЕТ НАЗЕМНЫХ ПЕРЕДВИЖНЫХ И ВОЗДУШНЫХ ИСТОЧНИКОВ ШУМА ПРИ УСТАНОВЛЕНИИ РЕЖИМА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИАЭРОДРОМНОЙ ТЕРРИТОРИИ
Картышев О.А. ... 484
ПОСТРОЕНИЕ И СОГЛАСОВАНИЕ ШУМОВЫХ ЗОН АЭРОПОРТОВ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ
Тимко О.С. ... 488

ЗАЩИТА ЖИЛЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ОТ ВНЕШНЕГО ШУМА
Исенов К.А., Шаплыгина Л.К. 492
ПРИМЕНЕНИЕ КАРТЫ ШУМА ДЛЯ АНАЛИЗА АКУСТИЧЕСКОЙ ОБСТАНОВКИ НА ТЕРРИТОРИИ И РАБОЧИХ МЕСТАХ ООО «ГАЗПРОМ ДОБЫЧА АСТРАХАНЬ»
Ивенков С.Г., Карпенко О.В. 501
ПРИМЕНЕНИЕ ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИХ КАПОТОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН
Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В. 517
О ПРИЧИНАХ ПОВЫШЕННОГО ШУМА В ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ ОТ РАБОТЫ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
Кирпичников В.Ю., ДроздоваЛ.Ф., Яковлева Е.В. 526
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ
ДроздоваЛ.Ф., Кирпичников В.Ю., Кудаев А.В. 532
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ
Дроздова Л.Ф., Кирпичников В.Ю., Кудаев А.В. 540
РАСЧЕТ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
Куклин Д.А., Курцев Г.М. 546
НОВАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ШУМА АВТОТРАНСПОРТА
Минина Н.Н. 549
ИСПЫТАНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ЭКРАНОВ В НАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ
Иванов Н.И., Семёнов Н.Г., Тюрина Н.В., Шашурин А.Е., Куклин Д.А., Корнилов В.А. 555
СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ШУМА ПЛАМЕННЫХ ПЕЧЕЙ
БуторинаМ.В., УламовЮ.В. 563
КОНТРОЛЬ И СНИЖЕНИЕ ШУМА АЭРОПОРТА «ПУЛКОВО»
Иванов Н.И., Буторина М.В., Шашурин А.Е. 568
РАСЧЕТ ШУМА, ПРОНИКАЮЩЕГО ЗА ЭКРАН
Шубин И.Л. 580
АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ОЖИДАЕМОГО ШУМА В КАБИНЕ СВАЕБОЙНОЙ МАШИНЫ
Элькин Ю.И. 589
АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ОЖИДАЕМОГО ВНЕШНЕГО ШУМА СВАЕБОЙНОЙ МАШИНЫ
Элькин Ю.И. 596
ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАЛОШУМНОГО ЭЛЕКТРОПЛАЗМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ
Анахов С.В. 600
ПЕРЕНОСНЫЕ АКУСТИЧЕСКИЕ ЭКРАНЫ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ С ИЗМЕНЯЕМЫМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ ПРОФИЛЕМ ОТРАЖАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ
Асминин В.Ф., Болучевский А.В. 610

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭКРАНИРУЮЩЕГО ЭФФЕКТА СООРУЖЕНИЙ
ОСТАНОВОЧНЫХ ПУНКТОВ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА
ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА В ЖИЛОЙ ЗАСТРОЙКЕ ГОРОДОВ
Асминин В.Ф., Корда У.Ю. 613
ШУМ ПОРТОВ: ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПРИЛЕГАЮЩИЕ ТЕРРИТОРИИ
Соловей Н.А., Шуйский В.Ф. 621
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ШУМОЗАЩИТНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ НА УЛИЦАХ И ДОРОГАХ
Поспелов П.И., Щит Б.А. 626
НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ
ШУМА ВЫПУСКА ДВС ПУТЕМ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ
Лубянченко А.А., Петров С.К. 637
РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ АКУСТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ
КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ
Николов Н.Д. 644
ВИБРОДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА ПРОКЛАДОК С СУХИМ ТРЕНИЕМ ДЛЯ
СНИЖЕНИЯ ЗВУКОВОЙ ВИБРАЦИИ ОТ КРУГЛОПИЛЬНЫХ
ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ
Осмоловский Д.С., Асминин В.Ф. 652
МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЛН
В ГРУНТ В СИСТЕМЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС»
Бельков В.М., Пропошина С.Ю. 659
ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ
НАСЕЛЕНИЯ, ПОДВЕРГАЮЩЕГОСЯ КУМУЛЯТИВНОМУ ВОЗДЕЙСТВИЮ
АВИАЦИОННОГО ШУМА
Богомолов А.В., Кукушкин Ю.А., Солдатов С.К.,
Ахметзянов И.М., Зинкин В.Н., Шешегов П.М. 670
INTERNATIONAL EXPERIENCE OF ADVANCED EDUCATION
IN BUILT ENVIRONMENT ACOUSTICS
Andrey V. Vasilyev, L. Maffei 678
ХИМИЧЕСКОЕ И ШУМОВОЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ АВТОТРАНСПОРТА
НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ НА ПРИМЕРЕ АВТОМАГИСТРАЛЕЙ
Г. САНКТ-ПЕТЕРБУРГА
Волкодаева М.В., Левкин А.В. 687
ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ АКУСТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ
ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ - ПРЯМОЙ ПУТЬ
К ОПТИМИЗАЦИИ ИХ ШУМОГЛУШЕНИЯ
Гусев В.П. 692
ЗАЩИТА НАСЕЛЕНИЯ РИЖСКОЙ АГЛОМЕРАЦИИ ОТ АКУСТИЧЕСКОГО ШУМА
Дундурс Я.А., Лацис М.А. 699
ПЛАНИРОВАНИЕ ОТСЕИВАЮЩЕГО ЭКСПЕРИМЕНТА ПРИ ВЫЯВЛЕНИИ
ЗНАЧИМЫХ ФАКТОРОВ ШУМА И ВИБРАЦИИ, ВЛИЯЮЩИХ
НА ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕЛОВЕКА
Елисеева Т.Л., Зыкина Е.В., Тряпицын А.Б. 705

ГИГИЕНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ШУМА В УСЛОВИЯХ Г. ВЛАДИВОСТОКА
Жигаев Д.С., Ананьев В.Ю., Кику П.Ф..... 709
МОДЕЛИРОВАНИЕ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С УЧЁТОМ АКУСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ
Заплетников И.Н., Дахов А.Г. 712
МЕТОДЫ И СРЕДСТВА УЛУЧШЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
Иванов Ю.В..... 725
ЗОНЫ ВИБРАЦИОННОГО ВЛИЯНИЯ ИСТОЧНИКОВ И МЕРЫ ЗАЩИТЫ
Калашникова Н.К., Гончаренко И.А., Руднева Е.А.,. Клименкова О.И 732
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ШУМОВОГО ПОРТРЕТА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ ЕГО ДИАГНОСТИКИ И ИДЕНТИФИКАЦИИ
Кувалдин И.В., Тарханов В.И., Бабушкин М.Ю. 740
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШУМОЗАЩИТЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
Медведев А.М., Литовка Г.В..... 752
МОДЕЛИРОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВУКОПОДАВЛЯЮЩИХ ОБЛЕГЧЕННЫХ СТРУКТУРИРОВАННЫХ ПАНЕЛЕЙ
Мурзинов П.В. 764

ПРЕДИСЛОВИЕ

За время между первой и настоящей конференцией прошло пять лет. За эти годы в области борьбы с шумом произошло много интересных и важных событий: Правительство Москвы приняло постановление «О концепции снижения шума и вибрации в г. Москве». В Санкт-Петербурге создана уникальная карта шума города, появилось много новых интересных исследований в области шумозащиты, в стране все более уверенно внедряется новое поколение шумозащитных конструкций – акустические экраны. Появились новые программы расчета шума. В то же время, остается масса нерешенных проблем: отсутствует унификация расчетных методик в области шума, не принят Федеральный закон о шуме, не создан экономический механизм борьбы с шумом, несовершенен механизм контроля шума в городах, число жалоб на шум растет и многое другое. Участникам конференции предстоит услышать много нового и будет что обсудить на пленарных, секционных заседаниях и семинарах.

В конференции принимает участие более 200 человек из более чем 20 городов Российской Федерации. В конференции также участвуют гости из Германии, Италии, Дании, США, Украины, Литвы. В сборник трудов конференции включено 88 докладов. На 4-х пленарных и 4-х секционных заседаниях участники заслушают 15 пленарных и 50 секционных докладов.

Надеемся, что материалы сборника трудов конференции будут полезны ее участникам.

Н.И. Иванов

ПРОБЛЕМА ЗАЩИТЫ НАСЕЛЕНИЯ ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМА

Иванов Н.И.[1], Буторина М.В.[2], Минина Н.Н.[2]
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (1),
Научно-исследовательский и проектный институт территориального развития и транспортной инфраструктуры (2)

1. Актуальность проблемы

Проблема защиты населения от повышенного шума имеет несколько аспектов. В первую очередь, это проблема сохранения здоровья. 16% населения Земли (~1 млрд.) имеют нарушения слуха. Медики отмечают за последние десятилетия увеличение числа сердечнососудистых заболеваний (особенно в районах с повышенными уровнями шума).

Для людей, живущих на улицах со средним уровнем звука 65-75 дБА риск сердечнососудистых заболеваний увеличивается на 20%. ВОЗ признает повышенный шума как серьезную и широко распространенную опасность для здоровья людей. Повышенный шум снижает продолжительность жизни. Во-вторых, это проблема социальная. Понятие акустического состояния среды обитания становится одним из ключевых понятий уровня жизни.

Опрос населения, проводимый в разных городах и странах, показал, что большая часть населения в городах страдает или испытывает дискомфорт от повышенного шума (табл. 1).

Таблица 1

Данные о влиянии шума на жителей

Страна, город	% населения, жалующегося на шум
Рим	90
Франция	50
Германия	60
Австрия	75

Эти цифры хорошо совпадают с данными объективных исследований, полученных анализом современных карт шума, где средний процент территорий с повышенными уровнями шума в городах – около 60% и более (например, для Москвы эта цифра увеличивается до 70% [1]).

2. Источники шума в городах

Можно говорить о 5 типах основных источников шума в городах, три из них связано с транспортом:

– автомобильный транспорт;
– железнодорожный транспорт;
– авиационный транспорт;
– строительство;
– промышленные предприятия и предприятия энергетики и ЖКХ.

В табл. 2 приведены относительные вклады этих источников в акустическое загрязнение в городах, а также УЗ и максимальные превышения в жилой застройке в дневное и ночное время.

Таблица 2

Основные источники шума в городах

Источник шума	Наибольшие эквивалентные УЗ/превышение, дБА		% акустического загрязнения
	День	Ночь	
Автомобильный транспорт	70-80/15-25	55-70/10-25	70-75
Железнодорожный транспорт	65-75/10-25	65-70/20-25	10-15
Авиационный транспорт	70-75/15-20	–	3-5
Строительство	75-85/20-30	–	1-2
Предприятия:			
ТЭЦ	65-70/10-15	70-75/20-25	5-10
Котельные подстанции	60-65/5-10	60-65/15-20	

Основной источник акустического загрязнения в городах – автомобильный транспорт.

3. Расходы на борьбу с шумом

Основная причина повышенного шумового загрязнения в городах – противоречие между принципом «не навреди» и реалиями технической политики городов. К основным чертам последней относятся:

– близкое расположение источников шума – транспортных магистралей и жилой застройки;
– величение плотности улично-дорожной сети и застройки;
– рост интенсивности и скорости движения транспорта.

Конечно, этим не ограничиваются причины повышенного шумового загрязнения. Обратим внимание еще на одну: высокие уровни шума отечественной техники: отечественные автомобили шумят на 3-5 дБА, поезда на 5-8 дБА, строительные машины на 8-10 дБА выше, чем за рубежом.

Это, в свою очередь, поднимает затраты на шумозащиту, которая, в отдельных случаях, достигает от 10 до 20% стоимости сооружения (строящейся автомобильной дороги или реконструируемой железной дороги).

Чтобы понять масштабы таких расходов приведем пример. В перечне мероприятий по шумозащите Московского железнодорожного узла входят 1500 жилых домов, в которых необходимо выполнить специальное остекление фасадов (несколько сот тыс. окон) и установить 22 км акустических экранов; расходы на эти мероприятия по нашим подсчетам составят порядка млрд. рублей.

По данным ГУП «НИ и ПИ» Генплана г. Москвы к 2025 г. в Москве предусмотрено строительство 87 км акустических экранов, а для 1200 тыс. жителей установлено приблизительно 800 тыс. окон [2].

Известно, что на аналогичные мероприятия в ЕС тратились суммы порядка 50 млрд. евро в год (более 1% ВВП), эти расходы, по данным зарубежных специалистов, скоро возрастут вдвое.

4. Средства защиты от шума

Остановимся на анализе средств защиты от шума в источнике и на пути распространения (табл. 3). Основной источник шума автомобильного транспорта (на скоростях более 50 км/ч) – шины, поэтому перспективным является применение специальных мягких покрытий дорожного полотна (эффективность до 3-4 дБА).

Снижение шума железнодорожного подвижного состава (основной источник шума – система «колесо-рельс», причем излучение звука в пропорции 30 и 70% соответственно) идет по пути:

– шлифование рельсов (до 8-10 дБА);
– применение специальных накладок на рельс (2-3 дБА).

Таблица 3

Средства защиты от шума (СЗШ)

Месторасположение СЗШ	Наименование	Эффективность, дБА
В источнике	**Автотранспорт:** 1) мягкий асфальт; 2) электромобили. **Железнодорожный транспорт:** 1) шлифовка рельсов; 2) накладки на рельс. **Авиатранспорт:** Самолеты с высокой (9-12) степенью двухконтурности.	 3-4 10-15 8-10 2-3 До 10
На пути распространения	Акустические экраны Выемки Насыпи Тоннели, перекрытия, например, ж.д. путей	12-15 5-10 10-15 25-30
В жилых домах	Звукоизолирующее остекление	25-35

Основной путь снижения шума реактивных самолетов – увеличение степени двухконтурности двигателей до 8-12 (сейчас 4,5-6,0), например, на Boeing 777 степень двухконтурности 9 и дополнительное снижение шума до 10 дБА. Можно ожидать, что к 2040 г. шум аэродромов не будет превышать требования норм.

Основная мера снижения шума на пути распространения – акустические экраны – АЭ (эффективность 12-15 дБА). Применением АЭ на эстакадах и выемках снижение может достигать 15-20 дБА. Наиболее перспективным и кардинальным решением снижения шума автомобильного транспорта является применение тоннелей, перекрытий железнодорожных путей (25-30 дБА).

Применение АЭ имеет свою специфику. Нередко они неправильно рассчитываются, монтируются с серьезными ошибками. Массовые измерения эффективности АЭ на МКАД и КАД, показали, что во многих случаях эффективность АЭ не превышала 5-6 дБА. Экраны таких же конструкций , при проектировании, изготовлении и монтаже которых были соблюдены все требования, показали высокую эффективность (табл. 4).

Таблица 4

Эффективность АЭ

Место установки АЭ	Высота, м	Эффективность АЭ, дБА
МКАД – Кашира (металлический)	4,0	9,0
Липецкая ул. (бетон)	6	5
МКАД (гофрированная сталь)	3,5	3
КАД (ул. Запорожская)	3,0	6,0
Ст. Тосно (металлич)	4,0	16
Ст. Саблино (металлич)	4,0	12,0

Например, на ст. Саблино (12 дБА), ст. Тосно (16 дБА). Эффективность АЭ увеличивается на 3-5 дБА при установке их на эстакаде, на краю выемки.

Современные средства звукоизоляционного остекления с клапанами для проветривания обеспечивают высокую звукоизоляцию в квартире до 25-35 дБА, но на работу этих систем имеются жалобы.

5. Карты шума

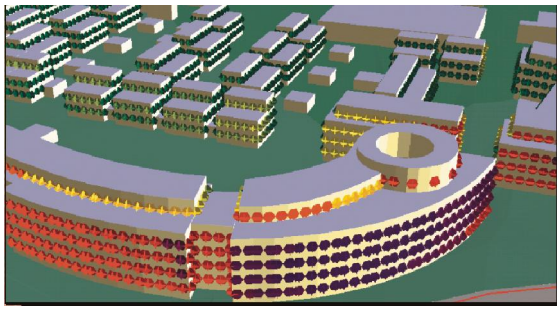
Для многих сложных проектов (автомобильные дороги, железнодорожные участки и аэропорты, ж.д. узлы, города и пр.) карта шума – единственно возможный инструмент надёжного решения проблемы шума. Карты шума дают возможность:

1. Осуществлять выбор точек для акустического мониторинга и проводить акустический мониторинг.
2. Оценить фоновые уровни шума в любой точке города при проектировании новой застройки.

3. Обосновать оценку высвобождения отдельных территорий под новое строительство.
4. Оценить перечень необходимых шумозащитных мероприятий при проектировании различных объектов.
5. Проводить акустическую оценку территории жилой застройки и экономическое обоснование стоимости жилья с учетом акустического комфорта.
6. Моделировать изменение акустического воздействия на население при изменении характеристик транспортных узлов и потоков.

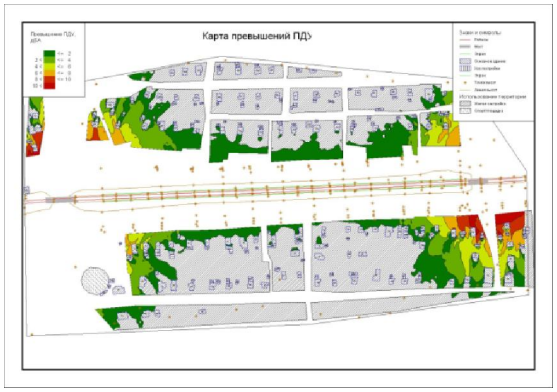
Карты шума позволяют:

Представить цифровую модель местности в виде 3-хмерной модели с учетом особенностей ландшафта.

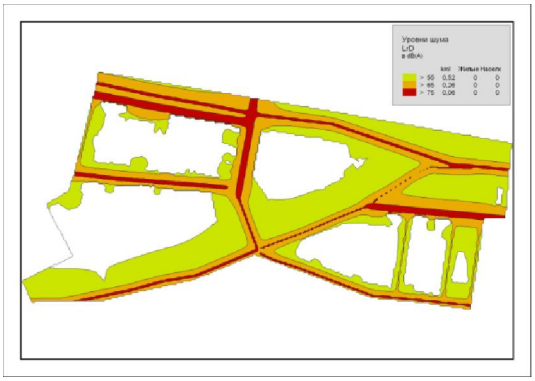


Рассчитать уровни шума на каждом этаже и отобразить полученные значения на 3-хмерной модели здания (фасадная карта шума), что позволяет точно оценить необходимую эффективность шумозащитного остекления.

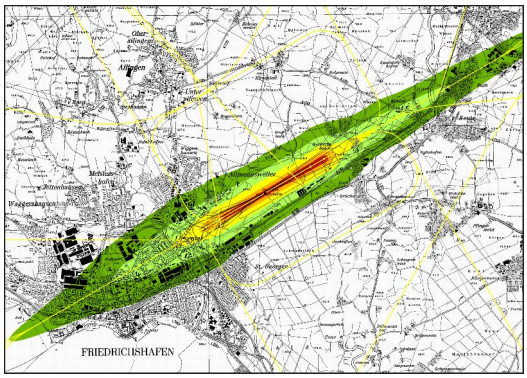
Спроектировать акустический экран, оптимизировать его по критериям эффективности и стоимости



Оценить превышение ПДУ на селитебной территории



Оценить площадь территории, подверженной различным уровням шума



Оценить уровни шума авиатранспорта

При помощи карты шума можно наглядно представить эффективность шумозащитных мероприятий. На рис. 1, 2 представлены карты шума территории, прилегающей к трассе надземного экспресса, до и после применения шумозащитных мероприятий. Как видно из карт, применение акустических экранов позволяет сократить санитарный разрыв и обеспечить акустический комфорт на обширной территории вблизи источника шума.

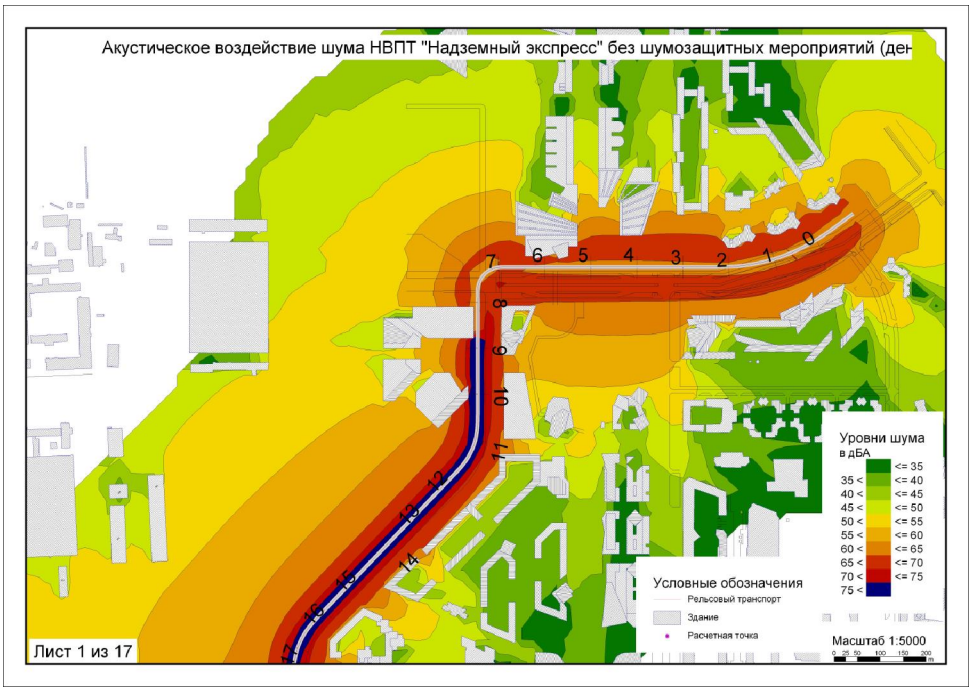


Рис. 1. Карта шума до применения шумозащиты

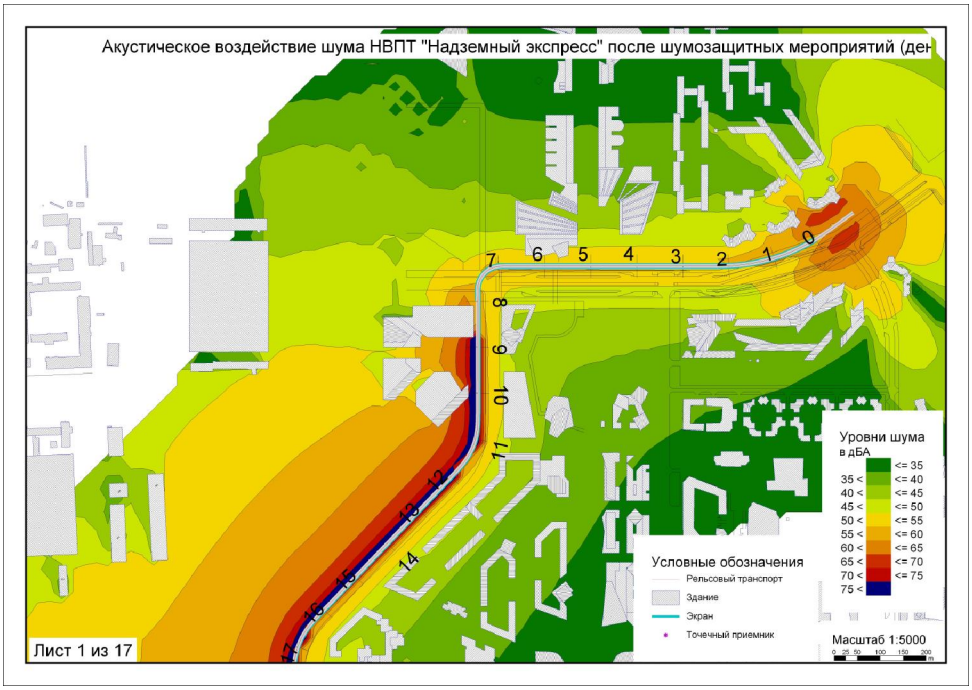


Рис. 2. Карта шума после применения шумозащиты

Так, при помощи программы SoundPLAN была построена карта шума участка железной дороги (рис. 3 а, б). Для картирования был выбран участок с жилыми зданиями высотой 2-5 этажей, расположенными на расстоянии 50 и более метров от железной дороги. Расчет уровней шума для дневного времени и построение карты шума производилось на основании российской расчетной методики. Произведенные измерения на данном участке показывают, что измеренные уровни шума отличаются от расчетных не более чем на 2 дБА.

Разработанная карта шума помогла определить вклад железной дороги в акустическое загрязнение данной территории, а также разработать мероприятия по шумозащите. Поскольку на данном участке высок вклад автотранспортного шума, наиболее целесообразным мероприятием шумозащиты является специальное шумозащитное остекление.

В НИПИ ТРТИ и БГТУ «ВОЕНМЕХ» накоплен большой опыт составления карт шума, в числе которых:

– карта шума Санкт-Петербурга;
– карта шума аэропорта «Пулково»;
– карта шума главного хода Октябрьской ж.д. на участке Санкт-Петербург – Москва;
– карта шума главного хода Горьковской ж.д. на участке Москва – Нижний Новгород (уточнить);
– карта шума ГПЗ ООО «Газпром-добыча-Астрахань»
– автомобильная дорога М1 «Беларусь» на участке 33-84 км. Московская область
– автомобильная дорога М8 «Холмогоры» на участках 16-20 км и 22-29 км и др.

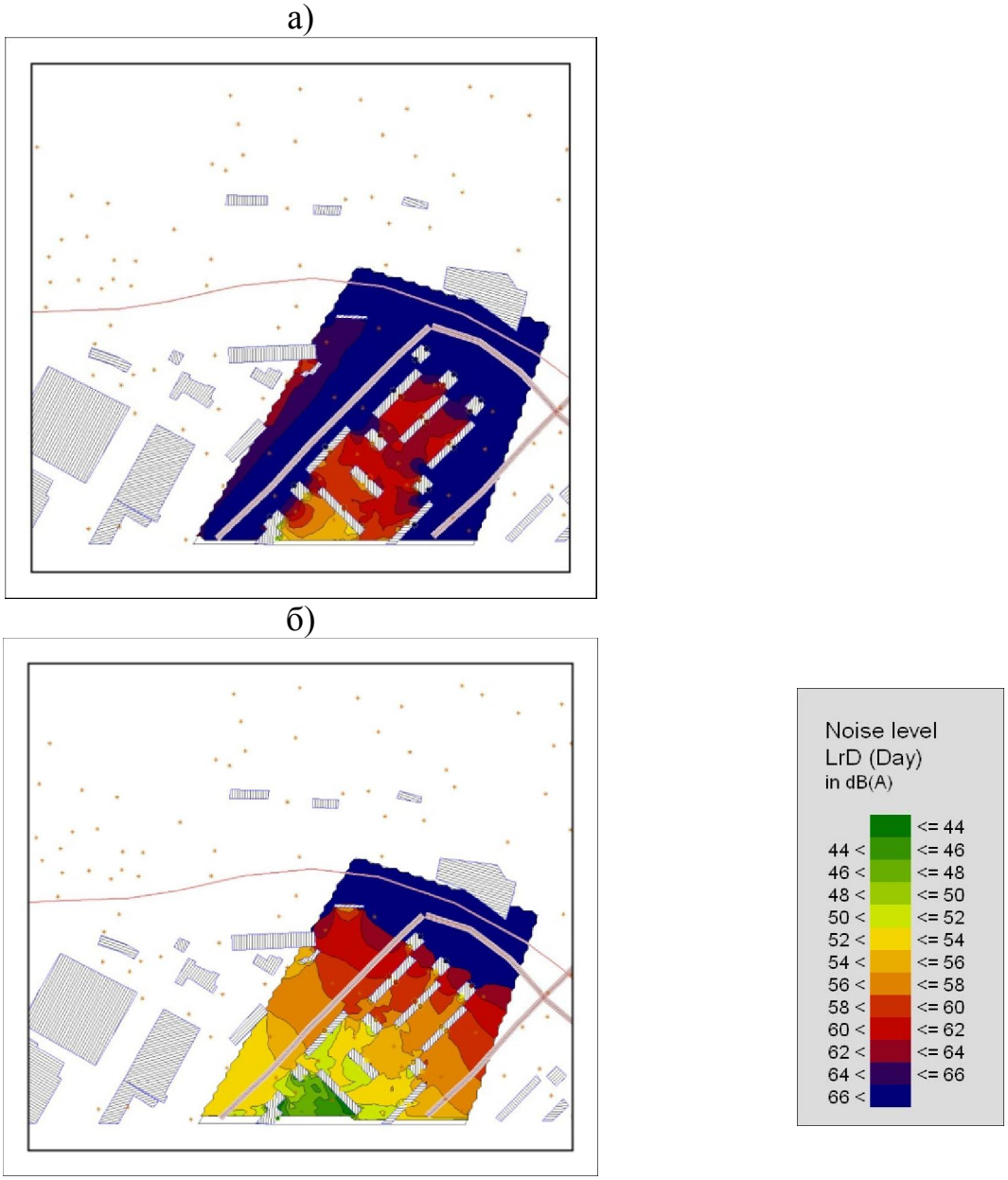


Рис. 3. Карта шума участка железной дороги:
а) с учетом вклада автотранспорта, б) без учета вклада автотранспорта

6. Законодательная и нормативная база

В законодательстве РФ содержаться отдельные положения по охране окружающей среды от вредного акустического загрязнения и защите человека от вредного шума, но федерального закона о защите от шума, в отличие от многих стран Европы, Америки, Азии, у нас нет.

Нормативно-техническая база содержит актуализированный СНиП, санитарные нормы и около 150 ГОСТов и ГОСТ Р, различные методики, программы расчета и др. документы. При всем многообразии этих документов практика их

использования показывает, что они во многом противоречат друг другу. В качестве примера приведем данные сравнительного анализа методов оценки транспортного шума выполненные ГУ «НИПЦ Генерального плана Санкт-Петербурга» [3]. В табл. 5 приведены наименования методик, а на рис. 4 даны результаты расчетов по этим методикам. Разница для исходных данных (на расстоянии 7,5 м) составляет до 5 дБА, а на расстоянии 1000 м. достигает 16 дБА.

Таблица 5

Методики по расчету шумового воздействия

Наименование методики	**Год**	**Примечание**
Программный комплекс фирмы Интеграл «Эколог Шум»	2008	Версия программы 1.0.3.125 от 25.03.2008 г. (методика ЛЕННИИ-ПРОЕКТ. СНнП 23-03-2003)
Графоаналитический метол, представленный в книге «Архитектурная физика»	2007	Москва. «Архитектура-С». 2007 г
Свод правил «Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена»	2004	Принят и введен в действие постановлением Госстроя России N 19 от 09.03.2004 г.
Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения	2003	Утверждены распоряжением Минтранса России N ОС-3б2-р от 21.04.2003 г.
Пособие к МГСН 2.04-97 «Проектирование защиты от транспортного шума и вибрации жилых и общественных зданий»	1998	Утверждено указанием Москомархитектуры от 24.08.99 N 35
Рекомендации но учету требований но охране окружающей среды при проектировании автомобильных дорог и мостовых переходов	1995	Согласованы Министерством охраны окружающей среды и природных ресурсов Российской Федерации 19 июня 1995 г. N 03-19/АД
Справочник проектировщика «Зашита от шума в градостроительстве»	1993	Москва. Стройиздат. 1993 г.
Руководство в проектах планировки и застройки городов требования снижения \ уровней шума	1984	Москва. Стройиздат, 1984 г.
СНиП II-12-77 «Зашита от шума»	1977	Приняты и введены в действие постановлением Госстроя СССР от 14 июня 1977 г. N 72

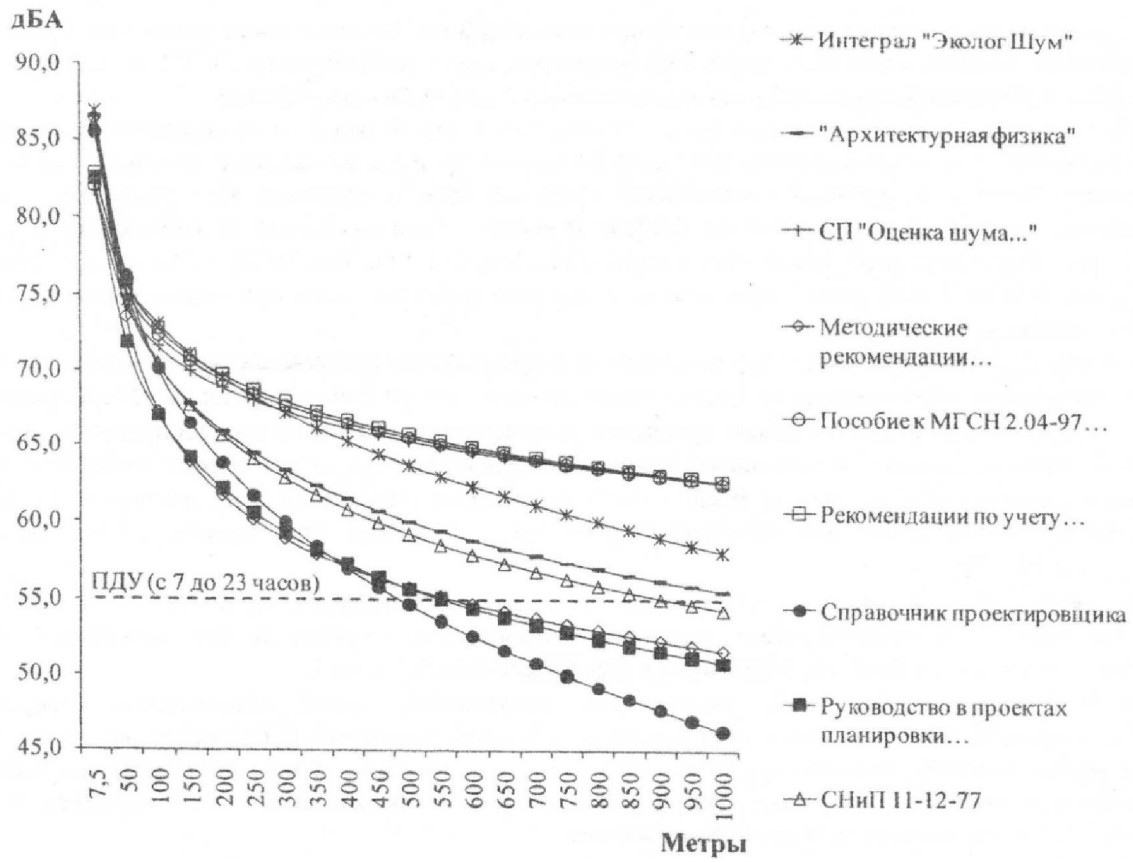


Рис. 4 Распределение уровня звука ($L_{Аэкв}$) в расчетных точках на примагистральной территории

Это характерно не только для расчетов шума автотранспорта. Разница расчетов эффективности АЭ, полученная по различным методикам может достигать 7-10 дБА, строительного шума до 10 дБА и т.д. Документы создаются различными организациями, которые используют различные подходы; эти документы, как правило, не гармонизированы с соответствующими зарубежными методиками.

Выход из этой ситуации, вероятно единственный. Заинтересованные ведомственные организации должны брать создание таких документов в свои руки. Хорошим примером является ОАО «РЖД», по заказу которой создана система взаимосвязанных документов по расчету шума, выбору и проектированию шумозащитных средств, в числе которых:

1. СТО РЖД «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Правила приемки, ввода в эксплуатацию и обслуживания в процессе жизненного цикла»;
2. ГОСТ Р «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом»;
3. ГОСТ Р «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования»;
4. ГОСТ Р «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля технических требований»;

Необходимо, чтобы заказчики и разработчики новых НТД понимали необходимость участия в этих разработках Научно исследовательского института строительной физики – самой большой и авторитетной организации в этой области в РФ.

И, наконец, ученые должны разрабатывать принципиально новые подходы, на которых должны базироваться эти документы. На наш взгляд, здесь внимания заслуживает подход предложенный в работах [4]. На основании большого статистического материала предлагается классификация автомобильных дорог, строительных площадок в зависимости от их класса шумности, связанного с технической операцией или характеристикой движения. Такой подход позволяет оценить шум, минуя сложные вычисления.

В заключение отметим, что данный доклад не исчерпывает всего многообразия проблем борьбы с шумом (акустические материалы, активная шумозащита, снижение шума на рабочих местах, инструментальная оценка шума, зарубежный опыт и пр.), которые будут рассмотрены на конференции.

Литература

1. Постановление Правительства Москвы «О концепции снижения уровней шума и вибрации в городе Москве» от 16 октября 2007 г. № 896-ПП.
2. Кирюшина Н.К., Гончаренко И.А., Пузакова А.И. Перспектива снижения шумового загрязнения Москвы при реализации актуализированного генерального плана. Academia/архитектура и строительство, РААСН, 2009, №5, с 89-94
3. Павловский А.А., Петерсон Г.Г. Методы оценки транспортного шума в градостроительстве. Автотранспорт: от экологической политики до повседневной критики, труды V Международной научно-практической конференции, 22-24 сентября 2010, СПб, с. 21-23
4. Минина Н.Н. Новая методика расчета шума автотранспорта. Сборник трудов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». 22-24 марта 2011 г., Санкт-Петербург.

ОБОСНОВАНИЕ МЕРОПРИЯТИЙ СНИЖЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА НАСЕЛЕНИЕ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА НА ОСНОВЕ РЕЗУЛЬТАТОВ СОЦИАЛЬНО-ГИГИЕНИЧЕСКОГО МОНИТОРИНГА

Ракитин И.А., Мельцер А.В., Ерастова Н.В., Башкетова Н.С., Сухорыба Н.П., Боровков Н.В., Шутович А.А.
Управление Роспотребнадзора по городу Санкт-Петербургу

Состояние здоровья населения является отражением сложного комплекса явлений в окружающей среде. На процесс его формирования влияет целый ряд биологических, социально-экономических, антропогенных, природно-климатических и других факторов. В соответствии с концепцией Всемирной организации здравоохранения средний удельный вес влияния отдельных факторов на здоровье населения распределяется следующим образом: 49-53% – образ жизни; 18-22% – генетические и биологические факторы; 8-10% – состояние здравоохранения; 17-20% – состояние окружающей среды. Одним из ведущих в гигиеническом отношении факторов окружающей среды, оказывающих негативное воздействие на здоровье населения, является шум.

В жилой среде шум служит фактором сенсорной и информационной перегрузки и является типичным стресс-фактором. Являясь общебиологическим раздражителем, шум опосредованно через центральную нервную систему оказывает влияние на различные органы и системы и служит причиной либо стимулятором многих заболеваний, приводит к снижению общей резистентности организма [1, 6]. Нарушение деятельности органов и систем организма, обусловленное влиянием шума, может выражаться в увеличении скрытого времени зрительномоторной и слухомоторной реакции, частоты сердечных сокращений, артериального давления [1]. С действием шума связан рост нервных расстройств, заболеваемости гипертонией, инфарктом миокарда и другими сердечно-сосудистыми заболеваниями, развитие тугоухости и др. [1, 2, 5].

В городской среде сверхнормативное воздействие шума сопровождает человека на протяжении всей его жизни и может усиливаться под действием вибрации, химических поллютантов атмосферного воздуха, других видов воздействия [5].

Особо остро стоит вопрос сверхнормативного шумового воздействия, обусловленного транспортом, уровень которого определяется целым рядом факторов: интенсивностью транспортных потоков, видовым составом, скоростью движения транспортных средств, состоянием дорожного покрытия и трамвай-

ных путей, техническим состоянием транспортных средств [2]. Санкт-Петербург является важнейшим транспортным узлом. Согласно данным Петростата на конец 2009 года в Санкт-Петербурге зарегистрировано около 0,8 тыс. грузовых автомобилей предприятий автомобильного транспорта; 6,3 тыс. автобусов общего пользования, 0,7 тыс. троллейбусов, 0,8 тыс. трамвайных вагонов, 6 тыс. специальных автомобилей; 1343 тыс. легкового автотранспорта физических лиц, что на 58 % больше, чем в 2000 году. Следует отметить, что характерной особенностью автотранспортного шума является его способность легко огибать препятствия благодаря большой длине волны и распространяться по территории жилой застройки [1].

В связи со сложными процессами взаимодействия шума с другими физическими и химическими факторами среды обитания, а также индивидуальной чувствительностью организма, его неблагоприятное влияние на здоровье не всегда поддается прямому анализу [1]. Тем не менее, анализ многолетней динамики первичной заболеваемости населения Санкт-Петербурга болезнями, уровень которых может определяться влиянием шумового фактора, свидетельствует о росте показателей. Так, показатель заболеваемости болезнями нервной системы за десятилетний период (2000-2009г.г.) увеличился в 1,7 раза; болезнями системы кровообращения, в том числе, характеризующимися повышенным кровяным давлением – в 1,9 раза. Отмечается тенденция к дальнейшему росту показателей.

Проблема повышенного шумового воздействия на население города усугубляется, что подтверждается как результатами измерений уровней шума на территориях города, так и продолжающимся ростом количества жалоб, поступающих в Управление от жителей Санкт-Петербурга. Так, если в 2008 году в Управление поступило 47, в 2009 году – 51, то в 2010 году на рассмотрении находилось более 100 обращений.

Изучение взаимосвязи факторов среды обитания и заболеваемости населения является одной из основных задач социально-гигиенического мониторинга, в рамках которого Управление с 2006г. осуществляет контроль уровней шума на нормируемых территориях от различных источников (промышленных и энергетических предприятий, городского транспорта и др.). Проведение измерений обеспечивается ФГУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в Санкт-Петербург».

В период 2006-2009гг. формировалась общая картина акустической обстановки. Ориентируясь на максимальный охват городских территорий мониторингом, количество контрольных точек ежегодно увеличивалось и к 2009г. составило 207. Всего за указанный период (2006-2009гг.) было выполнено более 850 измерений. Превышения нормативных значений фиксировались в 85,8 – 99% случаев для эквивалентного, в 54,5% – 82,1% случаев для максимального уровня шума.

Результаты мониторинга, проводимого в 2006-2009гг., показали, что проблема сверхнормативного шумового воздействия на население Санкт-Петербурга актуальна и требует принятия действенных мер.

С 2010г. проведена систематизация контрольных точек исходя из источника происхождения шума (автотранспорт магистральных дорог, магистральных улиц общегородского и районного значения, промышленные предприятия, авиационный шум и т.д.). Разработана трехгодичная программа мониторинга, позволяющая охватить контролем максимальное количество территорий, учесть особенности перспективного развития города и обеспечить при этом требуемые условия к проведению измерений [3, 4].

Как известно, уровни автомобильного шума зависят от интенсивности и состава транспортного потока, а также от скорости движения транспорта и состояния покрытия магистралей [1, 2]. Такая информации была получена нами из Комитета по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности Правительства Санкт-Петербурга, а также ЗАО «Научно-исследовательский и проектный институт территориального развития и транспортной инфраструктуры» и ЗАО «Экотранс-Дорсервис».

В 2010 году было произведено 328 измерений шума. Согласно полученным результатам в 90% случаев уровни шума превышали допустимые гигиенические нормативы, причем превышения нормативов эквивалентного уровня шума для ночного времени были получены в 100% случаев. Следует отметить, что существенных различий в уровнях шума от дорог городского значения и дорог районного значения не выявлено, что обусловлено крайней перегруженностью основных транспортных путей и переключением движения значимых потоков автотранспорта на дублирующие дороги районного значения. Наибольшие значения как эквивалентных, так и максимальных уровней шума в точках контроля на территории жилой застройки зафиксированы: в дневное время:

- на Синопской набережной ($L_{А.экв.}$ – 80 дБА; $L_{А.макс.}$ – 86 дБА); Московском проспекте, проспекте Обуховской обороны и Шпалерной улице ($L_{А.экв.}$ – 79 дБА, $L_{А.макс.}$ – 86 дБА);
- в ночное время: на Синопской набережной ($L_{А.экв.}$ – 77 дБА; $L_{А.макс.}$ – 85 дБА); на Московском проспекте и проспекте Энгельса ($L_{А.экв.}$ – 76 дБА; $L_{А.макс.}$ – 83 дБА).

Наиболее неблагоприятная акустическая обстановка отмечалась на Синопской набережной и Московском проспекте. Уровни шума в точках контроля на территории жилой застройки, прилегающей к названным магистралям, значительно превышали допустимые гигиенические нормативы как эквивалентного, так и максимального уровней, и в дневное, и в ночное время. Превышения фактических уровней шумовой нагрузки над нормативными параметрами составили: на Синопской набережной – 22-25 дБА в дневное время, 31-32 дБА в ночное время; на Московском проспекте – 20-24 дБА в дневное время, 30-31 дБА в ночное время по эквивалентному уровню шума.

Результаты, натурных измерений уровней шума, выполненных в ходе социально-гигиенического мониторинга, адекватны расчетным данным, предоставляемым в Управление различными организациями, осуществляющими проектирование магистралей города, и свидетельствуют о существенной шумовой нагрузке на население, проживающее в жилых домах, расположенных вдоль городских дорог.

Защита населения Санкт-Петербурга от сверхнормативного шумового воздействия является многоуровневой задачей. Ее успешное решение определяется выполнением комплекса шумозащитных мероприятий, осуществляемых в двух направлениях: снижение шума в источнике (реализуется, как правило, владельцем источника) и снижение шума на пути его распространения (реализуется органами исполнительной власти Санкт-Петербурга и владельцами защищаемых объектов и территорий, а также эксплуатирующими организациями).

С целью снижения шума в источнике на предприятиях города в ходе формирования и сокращения санитарно-защитных зон (далее – СЗЗ) внедряется малошумное технологическое и вентиляционное оборудование. На 31.12.2010г. удельный вес предприятий, разработавших проекты СЗЗ, составил 80%, из них 29,7% предприятий реализовали мероприятия и установили СЗЗ. Приведенные данные свидетельствуют, что в результате многолетней целенаправленной работы Управления и владельцев объектов-источников шума существенно сокращена зона негативного шумового воздействия на население от стационарных источников. Таким образом, приоритетным источником шумового воздействия в настоящее время являются транспортные потоки.

Сложность решения проблемы шумового воздействия от транспортных потоков связана с приближенностью источников шума к территориям проживания населения и ограниченностью технических средств, направленных на снижение шумового воздействия. В данной ситуации наиболее эффективными являются мероприятия, снижающие уровни шума в источнике, и связанные, главным образом, с интенсивностью замены личного и городского автомобильного транспорта, на автоторанспорт с более жесткими техническими характеристиками (стандарта не ниже ЕВРО-3). Так, по данным Комитета по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности Правительства Санкт-Петербурга для обновления автопарка Санкт-Петербурга в 2008-2010гг. было приобретено 647 автобусов стандарта ЕВРО-3, на период 2011-2015гг. предусмотрено ограничение использования на городских пассажирских маршрутах транспорта стандарта ниже ЕВРО-3.

Снижение транспортного шума в источнике также может быть достигнуто путем снижения интенсивности транспортных потоков за счет ограничения движения грузового и транзитного автотранспорта в центральной части города. С этой целью в Санкт-Петербурге осуществляется поэтапный ввод в эксплуатацию кольцевой автомагистрали с переключением на нее транзитного и существенной доли городского автотранспорта и организации логистических центров с перегрузкой товаров на малотоннажные грузовые машины, реализуется концепция размещения перехватывающих стоянок и паркингов. На основных городских магистралях выделяются полосы пассажирского транспорта для увеличения пропускной способности городских дорог. Внедряется безостановочное движение транспортных средств за счет поддержания высокого качества дорожных покрытий, использования при строительстве и ремонте дорог шумопонижающих технологий и марок дорожного покрытия, своевременного ремонта улично-дорожной сети города (исключение наиболее шумных режимов движения транспорта «старт-стоп»).

Снижение шума на пути его распространения достигается за счет соблюдения санитарно-защитных зон и разрывов, применения рациональных приемов планировки и застройки жилых кварталов и районов, шумозащитных искусственных экранов (насыпей, зданий нежилого назначения вдоль транспортных магистралей), естественных препятствий, полос зеленых насаждений. Однако наиболее часто с этой целью используется шумозащитное остекление.

Выбор комплекса конкретных мероприятий шума зависит от особенностей градостроительной ситуации, длительности шумового воздействия, характеристики источника шума и т.д. Так, например, выбор типа шумозащитных экранов и эффективности шумозащитного остекления осуществляется взависимости от интенсивности транспортных потоков и их шумовых характеристик. В условиях сложившейся градостроительной ситуации наиболее часто используется шумозащитное экранирование, шумозащитное остекление, озеленение. При проектировании кварталов новой жилой застройки, транспортных магистралей и нежилых объектов применяются методы, направленные на максимальное удаление нормируемых территорий и жилых зданий от источников шума: исключение ориентации жилых комнат на городские дороги, экранирование магистралей нежилыми объектами. Одним из наиболее действенных способов снижения сверхнормативного шумового воздействия на население в Санкт-Петербурге является обеспечение санитарных разрывов при проектировании новых транспортных магистралей.

Основные мероприятия снижения акустического воздействия, предусмотренные в рассмотренной Управлением проектной документации, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Мероприятия снижения акустического воздействия, предусмотренные в рассмотренной Управлением проектной документации, 2005-2010гг.

№ п/п	Мероприятия	Количество объектов
1.	Остекление, зданий	665
2.	Экранирование, объектов (магистралей)	18
3.	Озеленение, объектов	5
4.	Расселение, зданий	44

В 2006 году в Санкт-Петербурге проводилась реконструкция Кубинской улицы как дублера Московского шоссе с существенным увеличением интенсивности транспортного движения. Согласно проектным материалам прогнозируемые расчетные уровни шума на территории жилой застройки достигали в дневное время 70,0 дБА, в ночное время – 64,0 дБА. Таким образом, превышение нормируемых значений составляло до 19 дБА. Проектом была предусмотрена установка шумозащитных стеклопакетов с клапанами проветривания эффективностью не менее 34 дБА. Результаты измерений уровней шума на терри-

тории жилой застройки по Кубинской улице до реконструкции достигали 72 дБА для эквивалентного и 82 для максимального уровней шума, что превышало нормируемые значения на 20 и более дБА. По окончанию реконструкции за счет шумозащитного остекления было обеспечено соблюдение нормативных требований к уровню шума в жилых помещениях квартир домов, расположенных в первом эшелоне жилой застройки вдоль Кубинской улицы. Аналогичные мероприятия были запроектированы и реализованы при реконструкции Дунайского, Пискаревского, Дачного проспектов, Приморского шоссе и др.

В 2007 году проводилась реконструкция Коломяжского проспекта, входящего в систему магистралей, обеспечивающих автодорожную связь восточной части Приморского района по Ушаковскому мосту с Петроградским районом и центром города. Превышение фактического уровня шумовой нагрузки над нормативными параметрами составляло 1,2-8,3 дБА в дневное время и на 8,2-16,0 дБА в ночное время по эквивалентному уровню шума. Для обеспечения нормативного уровня техногенной нагрузки в зоне санитарного разрыва от транспортного сооружения проектными материалами была предусмотрена установка шумозащитного остекления 20 зданий. По требованию Управления эти мероприятия были проведены до начала проведения строительных работ.

Вместе с тем, меры, принимаемые в Санкт-Петербурге для снижения шумового загрязнения города в настоящее время, не обеспечивают нормативных уровней шума. Для снижения сверхнормативного шумового воздействия на население требуется разработка и утверждение Правительством Санкт-Петербурга «Концепции снижения уровня шума на территории Санкт-Петербурга».

Литература

1. Окружающая среда и здоровье: подходы к оценке риска / Под ред. А.П. Щербо. – СПб.: СПб МАПО, 2002.-376 с.
2. Гигиенические проблемы оптимизации окружающей среды и охраны здоровья населения: Научные труды ФНГЦ им. Ф.Ф. Эрисмана. Вып.17. Самара, 2006. – 80 с.
3. МУК 4.3.2194–07 Методы контроля. Физические факторы. Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях.
4. ГОСТ 23337-78 Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий.
5. Денисов В.Н., Рогалев В.А. Проблемы экологизации автомобильного транспорта. Изд. 2-ое. – СПб.: МАНЭБ, 2005. – 312 с.
6. Общая гигиена: учебное пособие / под ред. А.М. Большакова, В.Г. Маймулова. – М.: ГЭОТАР-Медиа, 2006. – с.736: ил.

ШУМ, КАК ВЕДУЩИЙ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ФАКТОР В РАЗВИТИИ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ ЗАБОЛЕВАНИЙ НА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА

Ракитин И.А., Мельцер А.В., Наумова Т.М.,
Волчкова О.В., Прохорова О.Г.
Управление Роспотребнадзора по городу Санкт-Петербургу

На надзоре Управления Роспотребнадзора по городу Санкт-Петербургу находится 5160 объектов надзора, 19315 единиц транспортных средств. В 2010 году обследовано 1095 промышленных предприятий, в том числе с инструментальными методами исследований уровней шума на рабочих местах – 484 объекта. В соответствии с результатами исследований 170 предприятий не соответствует санитарным нормам (35%).

В ходе проведения проверок лабораторно обследовано 2102 рабочих места, из них уровни шума не соответствуют действующим гигиеническим нормативам на 474 рабочих местах (22,5%). Удельный вес рабочих мест, не отвечающих гигиеническим нормативам по шуму на промышленных предприятиях города, сохраняется на высоком уровне. Указанный показатель по Санкт-Петербургу находится на уровне Российской Федерации (рис. 1).

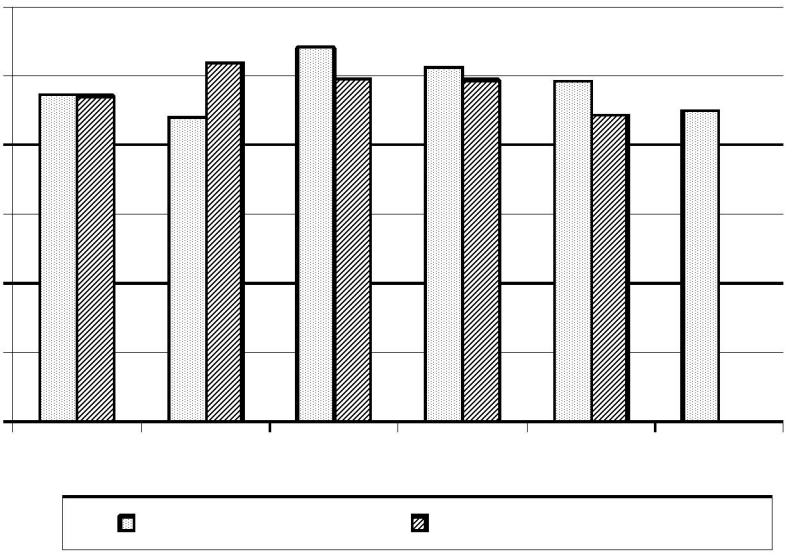


Рис. 1. Удельный вес рабочих мест, не отвечающих гигиеническим нормативам по шуму на промышленных предприятиях (Санкт-Петербург и Российская Федерация)

В 2010 г. по фактору шум лабораторно обследовано 107 транспортных средств, из них 26 не соответствует санитарным нормам, из 755 обследованных рабочих мест 111 (14,7%) не отвечают требованиям гигиенических нормативов.

Шум, как вредный фактор производственной среды, является наиболее значимым среди физических факторов (вибрации, электромагнитных излучений, параметров микроклимата) при развитии профессиональной патологии. В условиях воздействия шумового фактора в Санкт-Петербурге работает 10619 человек, в том числе 3569 женщин.

Превышения предельно допустимых уровней шума в 2010 г. отмечено на таких предприятиях как ООО «Воздушные ворота Северной столицы», ЗАО «Вторая стивидорная компания», ЗАО «Канонерский судоремонтный завод», ФГУП ГТК «Россия», ЗАО «СПАРК», ГУП «Петербургский метрополитен» Электродепо «Дачное», ЗАО «Четвертая стивидорная компания», ЗАО «Литейно-механический завод Метростроя», ЗАО «Первая стивидорная компания», ОАО «Силовые машины», ЗАО «Завод «Композит», ООО «АКМА», ОАО «Фирма Изотерм», ООО «ПК Петротекс», ЗАО «Предприятие Парнас», ООО «Ткацкая фабрика Маяк», ООО «Мезонмех», ООО «ПКП Стройтехника» и других.

В 2010 г. в Санкт-Петербурге впервые зарегистрирован 231 случай профессиональных заболеваний, из них от воздействия физических факторов – 145 случаев, что составляет 62,8% (в том числе от воздействия шума – 95,9%). Заболевания слухового аппарата (двусторонняя нейросенсорная тугоухость) преобладают в структуре профессиональной заболеваемости и составляют 60,17%; на втором месте – заболевания опорно-двигательного аппарата – 21,6%; заболевания органов дыхания – 7,35%; сочетанные формы – 6,06%, вибрационная болезнь – 2,59%; прочие заболевания – 1,29%; интоксикация марганцем – 0,86% (рис. 2).

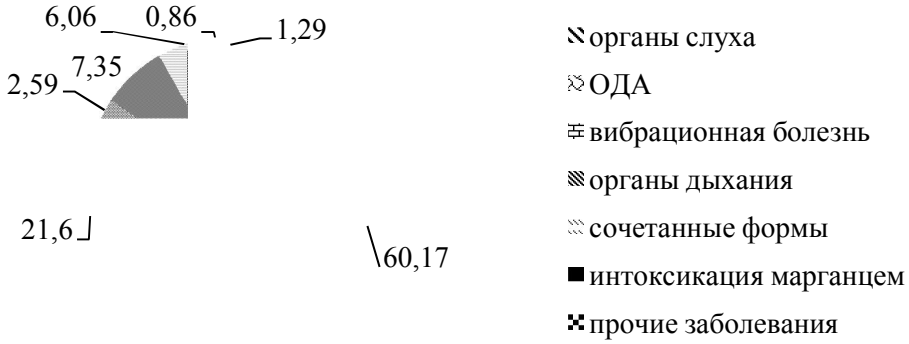


Рис. 2. Структура профессиональной заболеваемости в Санкт-Петербурге за 2010 год (%)

Наибольшее количество случаев (136) заболеваний слухового аппарата (двусторонней нейросенсорной тугоухости) в 2010 г. зарегистрировано на предприятии ФГУП ГТК «Россия» среди летного состава, которые осуществляли свою профессиональную деятельность на воздушных судах, находящихся в

эксплуатации и имеют превышения уровней шума от 1 дБА до 24 дБА, и авиатехников, обслуживающих воздушные суда. Шум на воздушных судах не устраним и по технологии выполнения полетов невозможно применение средств индивидуальной защиты, так как экипаж находится в постоянном состоянии переговоров с управлениями воздушным движением. Радиогарнитура переговорных наушников усугубляет воздействие шума.

Основными причинами профессиональной патологии среди работающих в Санкт-Петербурге являются (рис. 3):

– конструктивные недостатки машин, механизмов, оборудования, приспособлений и инструментов – 58,9 %;
– несовершенство технологического процесса – 38,1%;
– профессиональный контакт с инфекционным агентом- 1,73%;
– несовершенство средств индивидуальной защиты – 0,4 %;
– отсутствие санитарно-технических установок – 0,4%;
– прочее – 0,4 %.

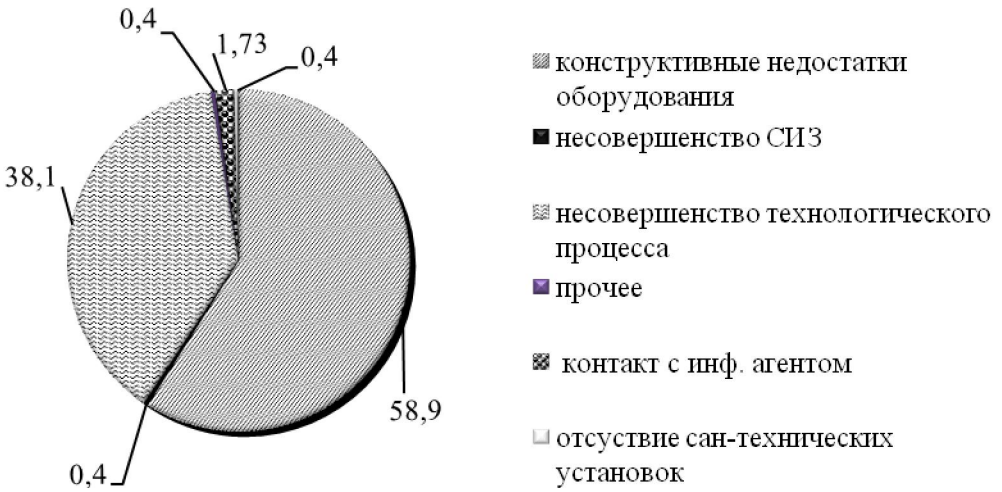


Рис. 3. Обстоятельства и условия возникновения хронических профзаболеваний в 2010 г.(%)

Средний возраст заболевших в 2010 г. – 54,5 года, со средним стажем работы в профессии 26 лет, в контакте с вредным производственным фактором – 28 лет.

Отделами Управления Роспотребнадзора по городу Санкт-Петербургу проведено расследование всех случаев профессиональных заболеваний (отравлений), зарегистрированных в отчетном году.

По всем случаям профессиональных заболеваний (отравлений) территориальными отделами Управления Роспотребнадзора по городу Санкт-Петербургу за выявленные нарушения санитарного законодательства, повлекшие за собой профессиональные заболевания у работников, в 2010 году принимались меры административного принуждения в виде: штрафов, предписаний, рекомендаций, передача дел мировому судье по ст. 3.12 КоАП РФ. Меры не принимались

по ретроспективным случаям профессиональных заболеваний; в связи с тем, что предприятия, где были зарегистрированы случаи профессиональных заболеваний, в 2010 году ликвидированы; а также на объектах воздушного транспорта в связи с истечением срока давности.

Анализ жалоб за период с 2005 г. по 2010 г. показал, что в Управление поступило 49 письменных обращений граждан на неудовлетворительные условия проживания, связанные с деятельностью промышленных предприятий. Все обращения рассмотрены в установленные сроки. Во всех случаях подтверждения фактов, изложенных в обращениях, применялись меры административного воздействия.

С целью профилактики профессиональных заболеваний работающих в условиях воздействия повышенных уровней шума необходимо проведение мероприятий:

1. Замена парка самолетов в организациях гражданской авиации с уровнями звукового давления, воздействующими на летный состав в полете, не превышающими допустимые для рабочих мест летного состава в соответствии с СанПиН 2.5.1.2423-08 «Гигиенические требования к условиям труда и отдыха для летного состава гражданской авиации».
2. Организация производственного контроля за обеспечением условий труда работающих в условиях воздействия уровней звукового давления, превышающих допустимые, в порядке, установленном санитарными правилами: СП 1.1.1058-01 «Организация и проведение производственного контроля за соблюдением санитарных правил и выполнением санитарно-противоэпидемических (профилактических) мероприятий», СанПиН 2.5.1.2423-08 «Гигиенические требования к условиям труда и отдыха для летного состава гражданской авиации».
3. Проведение оценки профессионального риска для здоровья работающих в условиях воздействия уровней шума, превышающих допустимые, с расчётом стажевых нагрузок и вредных производственных факторов на рабочих местах.
4. Периодические медицинские осмотры в соответствии с приказом Министерства Здравоохранения и социального развития Российской Федерации от 16.08.2004 г. № 83 «Об утверждении перечней вредных и (или) опасных производственных факторов и работ, при выполнении которых проводятся предварительные и периодические медицинские осмотры (обследования) и порядка проведения этих осмотров (обследований)» проводить целенаправленно, с целью наиболее раннего выявления патологии и противопоказаний к осуществлению производственной деятельности.

INTRODUCTION TO COMMUNITY NOISE AND VIBRATION PREDICTION AND CONTROL*

Malcolm J. Crocker
Department of Mechanical Engineering
Auburn University, USA

1. INTRODUCTION

The main sources of urban community noise are (a) road traffic, that is, trucks, cars, and motorcycles, (b) aircraft/airport noise, c) railroads, (d) construction noise, (e) noise from light and heavy industry, and (f) noise from recreation activities. Road traffic noise is the most important of these and is discussed in this chapter in some detail. Aircraft/airport noise, although often cited as a major problem, is generally considered to be of less importance because, although it can be intense, it is mostly concentrated around major airports. However, from another point of view, aircraft noise is of extreme importance since strong public resistance to airport expansion in many countries is driven by aircraft noise complaints around airports. Railroad noise is a problem for residential strips situated along major rail lines, but it is much less pervasive than road traffic noise. Construction noise is often a problem too since in large cities there are normally some new building or road projects being undertaken; in addition, noise from the construction of new highways is a concern where heavy equipment contributes to the noise problem.

2. DISCUSSION

Several noise indicators and rating measures are in use. The equivalent sound pressure level L_{eq} is used in many countries for the assessment of road traffic noise, although the statistical 10% level L_{10} remains in use in Australia, Hong Kong, and the United Kingdom for target values and insulation regulations for new roads and planning values for new residential areas. The A-weighted day–night average sound (pressure) level, DNL is currently the main descriptor of community noise in the United States. With DNL a penalty of 10 dB is added to noise made at night. In Europe the day–evening–night sound level, DENL, is coming into use. Penalties of 5 dB are applied to noise in the evening and 10 dB at night. Chapter 34 in the Handbook of Noise and Vibration Control discusses some of the descriptors that have been used. Chapter 127 in the Handbook of Noise and Vibration Control describes the current practice of evaluating community noise problems in Europe, the United States, and several other countries. Coelho has written a review of community noise in Chapter 130 in the Handbook of Noise and Vibration Control in which the different types of community noise ordinances are described.

*This conference paper is based in most part on Chapter 119 of the Handbook of Noise and Vibration Control, John Wiley & Sons, New York, 2007.

In the United States, the day–night average sound level (DNL) has been in widespread use to assess community noise annoyance since its adoption by several federal agencies in the mid-1970s. If the DNL of the community noise is below 70 dB, there is little danger of hearing loss. However, many people become highly annoyed, and there can be significant sleep disturbance in the community. In 1978, by evaluating the results of 11 clustering social surveys on noise annoyance in several countries, Schultz produced a curve relating the average annoyance response percentage of people highly annoyed with the day–night level. See Fig. 1. The Schultz curve has been widely used since then, although in recent years considerable doubt has been expressed whether it can be applied with equal confidence to different sources of community noise, including road traffic, railroad, and aircraft.

As shown in Fig. 18 of Chapter 34 in the Handbook of Noise and Vibration Control later studies sponsored by the U.S. Air Force in the early 1990s have indicated that people have a moderate, but a different, reaction to aircraft, traffic, and railway noise at the same day–night average sound level.[2] One possible explanation may be that aircraft noise near a busy airport has a greater variation in level in time and has a different frequency content (generally higher) than road or rail traffic. Another explanation may be the inadequacy of the day–night sound level measure itself, which does not make any allowance for level or, even more importantly, for loudness.

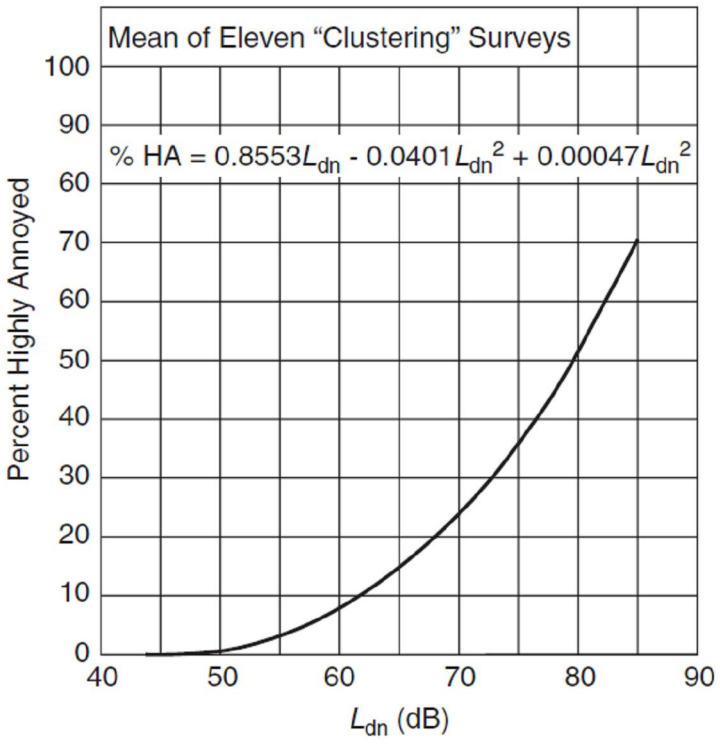


Figure 1 Synthesis of all the clustering survey results. The mean of the "clustering surveys" data, shown here, is proposed as the best currently available estimate of public annoyance due to transportation noise of all kinds. It may also be applicable to community noise of other kinds.

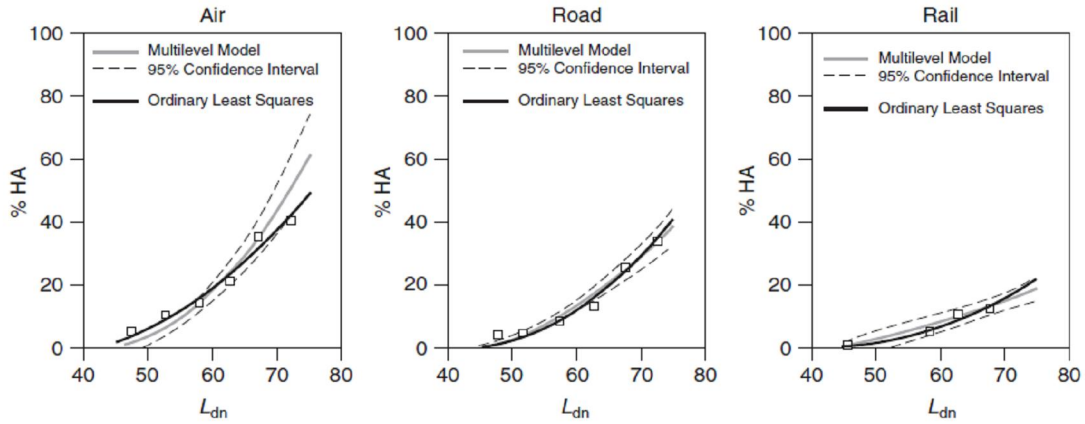


Figure 2 Percentage highly annoyed persons (%HA) as a function of DNL. Two synthesis curves per mode of transportation, and the data points are shown. For the curves obtained with multilevel analysis the 95% confidence intervals are shown.[3]

In more recent study, Miedema and Vos[3] came to a similar conclusion as Finegold *et al.*,[2] although their results were slightly different in magnitude. At high values of DNL between 60 to 70 dB, the ranking of road traffic and railway noise differ a little from the earlier results of Finegold *et al.*[2] Their conclusions may be summarized as follows. Below a DNL of 40 to 45 dB, virtually no one is highly annoyed (HA). As the DNL increases, so does the percentage of the population who are highly annoyed (% HA). The rate of increase in the %HA is greater for aircraft noise than road traffic noise, which in turn has a greater rate of increase than railway noise.[3] Some of the results of this study are given in Fig. 2, which shows curves fitted to the data points by a least squares regression procedure. Since the 95% confidence limits for the three curves do not overlap, for the higher levels of DNL it can be concluded that the percentage of people that are highly annoyed, %HA, depends on the mode of transportation causing the noise.[3]

Equations fitting the data,[3] assuming zero annoyance at an A-weighted sound pressure level of 42 dB, are

$$\text{Aircraft}: \quad \%\text{HA} = 0.20(\text{DNL} - 42) + 0.0561(\text{DNL} - 42)^2$$

$$\text{Road traffic}: \quad \%\text{HA} = 0.24(\text{DNL} - 42) + 0.0277(\text{DNL} - 42)^2$$

$$\text{Rail}: \quad \%\text{HA} = 0.28(\text{DNL} - 42) + 0.0085(\text{DNL} - 42)^2$$

More recently Fidel and Silvati have also found that aircraft noise is more annoying than noise from other forms of transportation at the same values of DNL.[4] In this study, the authors find 14% highly annoyed by aircraft noise at DNL of 55 dB and 5% highly annoyed at DNL of 50 dB, so that they estimate that the airport attitu-

dinal survey data, when grouped in 5-dB wide "bins," will yield 12% highly annoyed at about 54 dB.[4] As a result of these and other more recent studies, many standards that continue to use A-weighted metrics such as *L*EQ, DNL, and DNEL have applied various penalties for aircraft noise in using the original Schultz curve (Fig. 1). The ISO standard[5] applies a 3- to 6-dB penalty, while the American National Standards Institute (ANSI) standard uses a 5- dB penalty. [6] The ANSI penalty is phased in between 55 and 60 dB as shown in Table 1.

Table 1 Penalities for Aircraft Noise Applied by ANSI to Original Schultz Curve

Measured Value of DNL	New Value of DNL
50	50
55	55
56	57
58	61
60	65
65	70

Source: From Ref. 7.

Schomer *et al*. have questioned the continuing use of metrics such as DNL, which are based on A-weighting.[7, 8] It is well known that the A-weighting filter is independent of the sound pressure level, while the apparent loudness of the sound is not. Since annoyance is obviously related strongly to loudness, then use of metrics based on A-weighting are likewise fraught with problems. Schomer *et al*.[8] have suggested instead that consideration should be given to the use of exposure level (LLSEL) and loudness-level-weighted equivalent level (LL-LEQ). They suggest that LLSEL and LL-LEQ can be used to assess the annoyance of environmental noise. They conclude from their annoyance studies that, compared with A-weighting, loudness-level weighting better orders and assesses transportation noise sources, and with the addition of a 12-dB adjustment, loudness level weighting better orders and assesses highly impulsive sounds. Thus, they state that significant improvements can be made to the measurement and assessment of environmental noise without resorting to the large number of adjustments that are required when assessing sound using just the A-weighting.[8] Implementation of LLSEL and LL-LEQ capabilities on type 1, handheld one-third octave band sound level meters would also be inexpensive.[8]

Some community noise ordinances and test codes or standards, such as those used to evaluate building site noise in Germany and the United Kingdom, require the intrusive noise to be compared with the ambient noise. If the noise is more than 10 dB above the ambient, it is deemed excessive, while if it is only 5 dB above, it may

be tolerated. Fields claims such a procedure is not supported by large amounts of noise data and surveys.[9] According to Fields, the results of 70,000 evaluations of 51 noise sources by over 45,000 residents show that there is no evidence to support the long-held assumption that the reactions of residents in a community to an intrusive noise is reduced when there are other environmental noises present.[9] In fact, Fields asserts that provided residents are able to ascertain a logical estimate of their long term exposure to the actual noise levels of the intrusive events, the presence or absence of ambient noise does not affect their judgment of the amount of noise annoyance produced by the intrusive noise events.[9] This is an important finding since it suggests that noise limits should be given as an absolute number of decibels, rather than an amount exceeding the ambient noise. Of course, if DNL or the new European DNEL is used as the noise limit, different limits must be set for aircraft, road traffic, and railway noise.

3. TRAFFIC NOISE PREDICTION AND CONTROL

There are several reasons for the emergence of traffic noise as the main source of community noise annoyance in most developed countries. The power–weight ratio of trucks and cars has been constantly increased to permit higher payloads and more speed and acceleration; the resulting higher power engines are usually noisier than the earlier lower power ones. The number of vehicles has increased dramatically in most countries over the last 20 or 30 years. This, combined with the movement of people from country to city and the natural increase in urban population, has exposed more and more people to more and more traffic noise. Chapter 120 in the Handbook of Noise and Vibration Control discusses road traffic noise in more detail.

Although aircraft noise near airports is more intense than road traffic noise, the large number of vehicles in use and the fact that traffic noise is created in close proximity to residential housing ensures that it is a greater problem than aircraft and airport noise in most countries. The numbers of vehicles in use continues to increase. Studies in North America and Europe suggest that the external noise of many vehicles has not been significantly reduced in recent years. See Fig. 3, which shows the cruise-by noise levels of cars, light trucks, and heavy trucks over the period of 1974 to 1999.

The main sources on vehicles include power plant (and power train) noise, tire–road interaction noise, and wind noise. The noise of cars is dominated by tire noise, except under accelerating conditions at low speed, during which power plant noise exceeds tire noise. With medium and heavy trucks, however, power plant noise is not exceeded normally until about 40 or 50 km/h is reached. At very high speeds wind noise on cars and trucks can become a major source, but below about 130 km/h it normally does not exceed tire noise. See Chapters 83, 86, and 87.

The sound pressure levels generated by heavy vehicles exceed those of most cars by about 10 to15 dB. See Fig. 4. Trucks are vastly outnumbered by cars, but since they are normally in service for much longer periods than cars each day and they are so much noisier, they are a very important contributor to the overall road

traffic noise problem. Noise levels near highways depend upon traffic flow rates and the mix of light and heavy vehicles with cars. Traffic noise tends to increase during mornings and evenings as people travel back and forth to work and other activities. Traffic noise is normally at a minimum during nighttime hours between about 1:00 and 4:00 a.m.

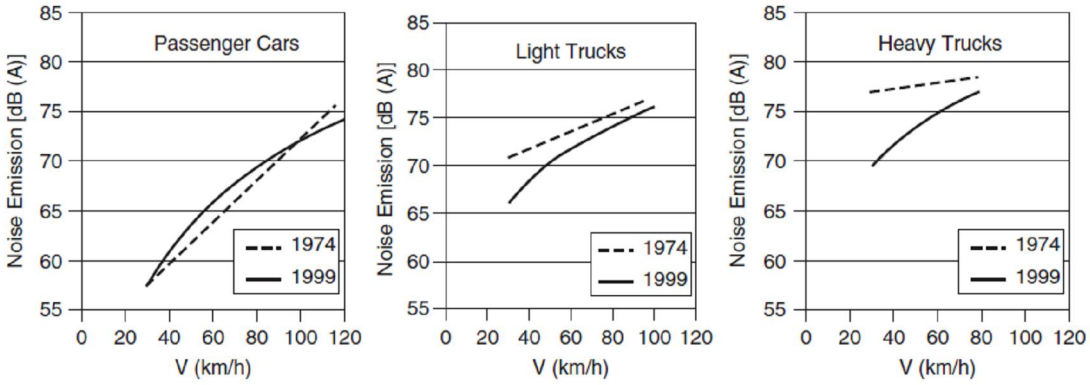


Figure 3 A-weighted sound levels of cars and light and heavy trucks measured at different speeds in 1974 and 1999.[10]

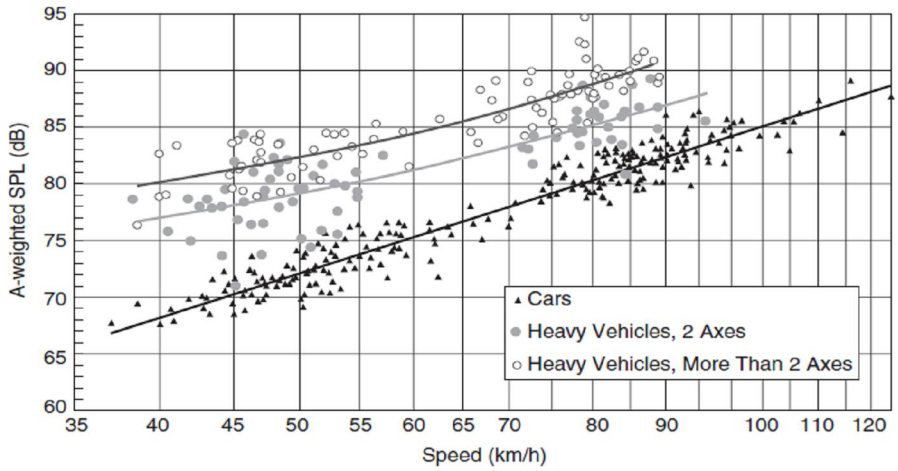


Figure 4 Cruise by exterior A-weighted sound levels measured at 7.5 m for cars, heavy vehicles with two axles, and vehicles with more than two axles.[11]

There are two main methods of evaluating vehicle noise. The first consists of measuring the passby noise of a vehicle at 7.5 or 15 m from the road centerline. The maximum A-weighted sound pressure level is recorded for single vehicles under controlled conditions normally on a special test track. See Chapter 120. Figure 4 is an example of the noise of individual vehicles traveling at constant speed, normally known as the "cruise-by" condition. For traffic noise prediction schemes, statistical passby measurements of randomly occurring vehicles are made near selected highways. The levels measured in the statistical passby approach are dependent on the mix of light and heavy vehicles with cars and are also dependent on the type of road surface.

The second type of test, normally used for regulatory purposes, consists of a full-throttle acceleration test performed on a vehicle, which approaches the measure-

ment zone AA in Fig. 5 at a controlled speed. The measurement is again made at 7.5 or 15 m from the road centerline. The maximum A-weighted sound pressure level measured between lines A–A and B–Bis recorded. See Fig. 5.

Traffic noise prediction schemes normally include statistical information on the numbers of vehicles, the vehicle mix, and the noise characteristics of each vehicle, the road surfaces, and the shielding effects of residential buildings on the propagation of the sound to the prediction points. See Chapter 120 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

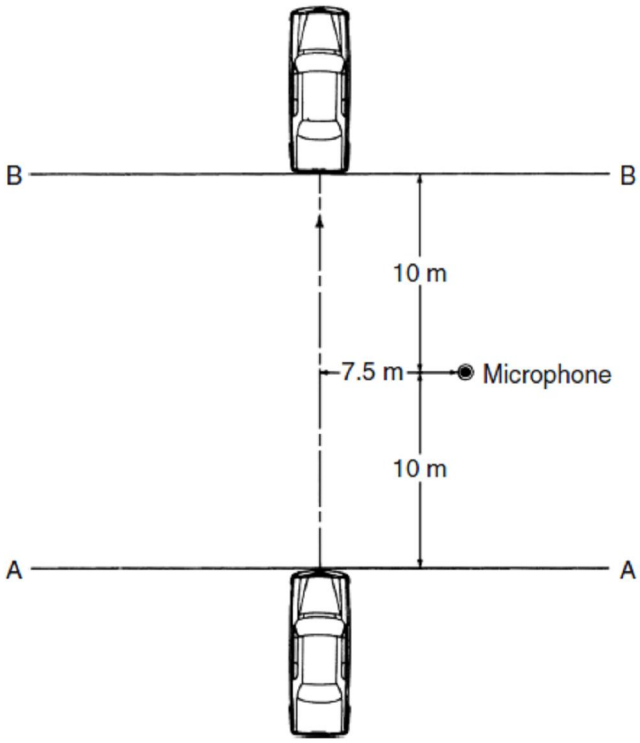


Figure 5 Measurement positions used for cruise-by or acceleration noise tests.

Community noise surveys and the creation of noise maps are used in communities as a basis for checking results of some of these traffic noise prediction schemes. Also traffic noise prediction schemes and community noise surveys of the one octave, one third octave, and/or A-weighted sound pressure level generated by traffic are useful in deciding on noise abatement strategies. The most common traffic noise abatement strategy employed is the construction of roadside barriers, although porous sound-absorbent road surfaces are coming into use in some countries, as discussed in Chapters 83 and 86 in the Handbook of Noise and Vibration Control. See Chapter 58 in the Handbook of Noise and Vibration Control for a general discussion on barrier performance and Chapter 122 in the Handbook of Noise and Vibration Control for a discussion on their use to control road and rail noise in the community.

Although well-established prediction schemes are available to predict environmental noise from road traffic in communities, it has been demonstrated that specific

prediction schemes can be established, which are more reliable for individual cities during workday hours. Of course, such specific prediction schemes cannot be transferred to other cities.[12] There are many other studies of road traffic noise and its prediction in the community.[13–19]

4. RAIL SYSTEM NOISE PREDICTION AND CONTROL

Railway noise is generally less of a problem than road traffic noise and aircraft/airport noise. This is because the numbers of rail vehicles are much smaller than road vehicles, and railroad noise generally adversely affects smaller regions of most cities. Rail system noise is, however, a major problem for communities situated near railroad routes.[20–31] The major sources on railway and rapid transit systems are (1) power plant noise, (2) wheel–rail interaction noise, and (3) aerodynamic noise. The main railway and rapid transit system power plants in use include (1) electric motors, (2) diesel engines, and (3) combined diesel–electric systems. See Chapter 121 for a detailed discussion on rail system noise sources and methods for their control.

Diesel power plants can be very noisy if the noise is not properly suppressed. Wheel–rail noise depends upon wheel–rail roughness and train speed. Wheel–rail roughness can be increased by the use of cast-iron brake systems. Disk brakes, which are coming into increasingly widespread use, have been found to reduce wheel–rail wear, roughness, and thus noise. Aerodynamic noise, although a problem inside rail vehicles at very high speeds, has not normally been found to be a major community noise problem, even at the very high speeds of 300 km/h as discussed in Chapter 121 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

Community noise prediction schemes for railway noise must include data on the power plant and wheel–rail noise of the rail vehicles, the number of railcars in operation and the rail vehicle speeds. In addition, the prediction schemes must account for the attenuation caused by air and ground surface absorption and by the distance to the observation points. The screening caused by obstacles, including buildings, railway cuttings, embankments, and purpose-built noise barriers must also be included in the schemes. There is some evidence to suggest that railway noise causes less sleep disturbance than road traffic noise at the same noise level.[26–31] In the United Kingdom, an A-weighted sound pressure level differential in favor of railway noise has been used in the development of railway noise legislation, using the equivalent A-weighted sound pressure level and existing road traffic noise legislation as the base. Railway noise and its effects continue to obtain the attention of many researchers and authorities.[26–31]

5. ATTENUATION PROVIDED BY BARRIERS, EARTH BERMS, BUILDINGS, AND VEGETATION

Noise barriers are being used increasingly to protect residential communities from road traffic and rail and rapid transit noise. Chapter 58 in the Handbook of Noise and Vibration Control describes empirical formulas that can be used to predict

barrier performance. Barriers are of limited use to protect residential areas from aircraft and airport noise, and construction site noise, with the possible exception of their use to offer protection from the noise caused by the testing of aircraft engines during ground run up. Likewise, the mobility and elevation of noise sources of construction equipment used on building sites and highway construction sites often make the use of barriers of limited use. Urban barriers must also be designed to be acceptable aesthetically. The formulas for barrier performance given in Chapter 58 are mostly based on idealized theoretical considerations or experimental studies conducted in the laboratory. Chapter 122 in the Handbook of Noise and Vibration Control describes some of the practical considerations in the use of urban barriers.

The attenuation of a barrier is normally defined in two main ways. The first involves the barrier *attenuation*, which is defined as the difference between the sound pressure levels measured (or predicted) at a location and the sound pressure level at the same location under free-field conditions. The second definition involves the reduction in sound pressure level (known as *insertion loss*) at the receiving location achieved by the *insertion* of the barrier. The attenuation provided by a barrier is a function of frequency. More exactly it can be related to the difference between the two path lengths from the source to the receiver divided by the wavelength: (1) over the barrier and (2) straight though the barrier. This quantity is known as the Fresnel number, which is also used in optics. See Chapter 58 in the Handbook of Noise and Vibration Control .

The Fresnel number can also be related to the effective nondimensionalized height parameter of the barrier (defined as the ratio of barrier height perpendicular to the incident sound divided by its wavelength.) The effective height of the barrier increases with wavelength and so does the barrier attenuation. This means that a barrier of fixed height is more effective in attenuating high-frequency sound, and stronger shadows are created for high-frequency sound than low-frequency sound. A similarity can be observed with the behavior of light since an obstacle produces a stronger shadow for short-wavelength (high-frequency) violet light than long-wavelength (low-frequency) red light. See Chapter 58 in the Handbook of Noise and Vibration Control for further discussion on barrier acoustics.

Theoretically, noise barriers can be shown to provide the same attenuation if placed at the same distance from the source or from the receiver. In practice, however, as common with other passive noise control measures, their placement nearer to the source is usually more effective. This is because receivers, such as the upper regions of high-rise buildings, can extend in height above a barrier placed near to them, and thus sound is not blocked from reaching them and they are thus not protected.[32] However, single or multiple-road and rail vehicles are normally located close to the ground, and barriers placed close to them block the sound better, which would otherwise be traveling to the multiple elevated receivers.

It is particularly important to ensure that barriers do not have holes or leaks that can degrade their performance and that they are constructed from material with adequate transmission loss (sound reduction index) to sufficiently attenuate sound penetrating them and reaching the receivers directly in that manner. Urban barriers are

sometimes made to absorb sound on the side facing the source so as to reduce the sound reflected back to the source. Care must then be made to ensure that the sound-absorbing material can survive the local environmental conditions and not become degraded too rapidly. Chapter 122 in the Handbook of Noise and Vibration Control describes the use of sound-absorbing material with urban barriers. Chapter 58 in the Handbook of Noise and Vibration Control presents formulas for predicting the attenuation of barriers, while Chapter 122 in the Handbook of Noise and Vibration Control gives formulas and nomograms for predicting the attenuation of barriers used in urban situations. These formulas are now incorporated in commercial software. The sound attenuation of barriers with complicated shapes such as cantilever, parabolic barriers, or earth berms can now be predicted with boundary element method (BEM) approaches.

Unfortunately, when barriers are used in the field, the atmospheric effects of turbulence or wind and/or temperature gradients above the barriers normally degrade their attenuation and/or insertion loss performance. Chapter 122 in the Handbook of Noise and Vibration Control describes factors that must be considered when barriers are used in practical situations to reduce road and rail traffic noise in the community. Wind is probably the main cause of the degradation of the acoustical performance of barriers. Wind has been found to have two main effects. First, the turbulence in the wind causes the sound waves to be scattered so that some of the sound energy propagates into the shadow zone behind the barrier. Second, wind gradients, which exhibit increasing wind speed with height above a barrier (with wind blowing in the same direction as the sound propagation), can bend the sound downward into the so-called shadow region of the barrier, thereby decreasing its attenuation. Temperature gradients in which the temperature increases with height (called temperature inversions) can have a similar effect in bending sound downward into the shadow zone behind a barrier. In practice, the attenuation of an urban barrier does not reach its theoretical value because of such environmental effects, and in real-use urban barriers normally have an upper attenuation limit of about 20 dB, unless they are of double construction, in which case the upper limit is about 25 dB. See Chapter 122 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

6. GROUND-BORNE VIBRATION TRANSMISSION FROM ROAD AND RAIL SYSTEMS

Vibration generated by road and rail vehicles, some industrial enterprises, and building sites is transmitted through the ground and into buildings nearby. Vibration at frequencies up to 200 to 250 Hz can be transmitted at distances as far as about 200 m from roads or railway lines. Vibration at higher frequencies tends to be attenuated more rapidly with distance. The vibration caused in the buildings results in floor and wall vibrations, the movement of household or office objects, the rattling of doors and windows, and indirectly as reradiated noise. Vibration is annoying to people at frequencies up to 50 or 100 Hz because various body organs resonate at low frequen-

cies. For example, the stomach and other internal organs resonate in the region of 8 to 10 Hz, and the eyes and head resonate at frequencies of about 20 to 40 Hz. The chest wall cavity resonates in the range of 50 to 100 Hz. Chapter 123 the Handbook of Noise and Vibration Control discusses some of these phenomena in more detail. Damage to buildings from vibration is unusual, although there are some cases where construction of new highways or railway lines has not been allowed because of the fear that the vibration they would cause could damage ancient historical buildings. Vibration of the ground or building foundations is normally measured in the vertical direction with velocity or acceleration transducers such as accelerometers. The quantities usually recorded consist of the maximum velocity or acceleration levels. The levels are normally recorded in one-third octave frequency bands, and each band is weighted according to human response to vibration. Chapter 123 in the Handbook of Noise and Vibration Control describes the procedures for measurement and prediction of these quantities. The chapter also discusses human response to vibration and suggests suitable vibration limits.

The sources of ground vibration from road vehicles include passage of the vehicle wheels over road irregularities such as bumps and holes. With rail vehicles, the source mechanisms are related to the travel of the wheels over the rail, which causes periodic and random forces. The periodic forces are created by the passage of the wheels over the spatially periodic supports of the rails and any discontinuities located at rail joints. The broadband random vibration is caused by unevenness or roughness in the rail and wheel contours. At high speed, vibration can also be caused when the vehicle speed exceeds either the Rayleigh surface wave speed in the ground or the bending wave speed in the rails, as described in Chapter 123 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

Vibration is transmitted through the ground by various wave mechanisms. The wave motion is quite complicated and consists of three main types: dilatational or pressure waves, equivolume or shear waves, and free surface or Rayleigh waves, as described in the Chapter 123 in Handbook of Noise and Vibration Control. The main methods of protecting buildings from ground vibration include reduction of vibration at the source, such as better road and rail maintenance, the use of softer suspension systems for road and rail vehicles, resiliently mounted and better maintained rail tracks, and grinding of the wheels and rails to reduce roughness. Other methods to protect buildings include base isolation of the buildings themselves, as is described in Chapter 124 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

Models exist for predicting the propagation of ground vibration from road and rail traffic.[33,34] The models are mainly different because of the different input force mechanisms. With road vehicles, for the purpose of generating the wheel–road interface forces, the road itself can be considered to be rigid while the vehicle and its suspension are assumed to generate the dynamic forces in response to the road roughness. With rail vehicles, however, the excitation is different and is related to the unsprung mass of the wheel and axle combined with the mass of part of the rail system. Existing models range from mostly empirical to completely theoretical. Two-dimensional theoretical models are simpler but do not include the complete effects of

fully three-dimensional models. Finite element (FEM) and coupled finite element/boundary element (FEM–BEM) models have been used and are becoming available in commercial software packages. Finite difference methods are also in use and have some advantages over FEM–BEM models since the computational code is simpler. Using those models to calculate absolute vibration level[35] requires significant modeling details. Greatest accuracy is achieved when making predictions of insertion loss, even with relatively simple models. See Chapters 123 and 124 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

7 BASE ISOLATION OF BUILDINGS FOR CONTROL OF GROUND-BORNE VIBRATION

Road and rail traffic and some industrial and/or building operations cause ground vibration of a fairly continuous nature. Railways are usually the sources of most intense ground vibration since they often carry relatively heavy vehicles at high speeds, which results in significant rapidly created forces transmitted to the ground. Although it is possible to reduce the vibration at the source in some cases, there is some limit to the reduction that can be achieved economically.

When new buildings, particularly those of a sensitive nature, such as hospitals, auditoriums, and concert halls are to be constructed near to existing highways and railway lines, suppression of the building vibration and base isolation of the buildings themselves should be considered. See the discussion in Chapter 124 in the Handbook of Noise and Vibration Control. Some simple, relatively low cost measures are available for reducing building vibration, including (1) increasing the damping in the structure, (2) stiffening certain regions of the building to move natural frequencies away from forcing frequencies thereby avoiding resonances, and (3) the installation of floating floors in sensitive parts of the buildings.

In cases where the ground vibration is severe, such as where a building must be constructed near to a railway, it may be necessary to vibration isolate the complete building from the ground by means of base isolation, as described in Chapter 124 in the Handbook of Noise and Vibration Control. This may be essential only for sensitive buildings. The amount of vibration that is acceptable in the building will depend upon its use and other factors such as the duration and nature of the vibration. The principles of base isolation are similar to those used to protect buildings against earthquakes; however, the lower level of vibration experienced from road, rail, and some industrial sources compared with earthquakes, makes the design criteria somewhat different for each case studied. Each building design will be different and building use, acceptable vibration limits, and other criteria will determine the design chosen. Typical isolation frequencies are in the range of 5 to 15 Hz.

There are two main types of isolators normally used for base isolation of buildings. These include (1) laminated rubber isolators and (2) helical steel spring isolators. The rubber isolators can either be made from natural rubber or from synthetic

rubber. Steel spring isolators usually combine several helical springs in one unit. The rubber isolators normally have higher inherent damping than spring isolators. However, the spring isolators are sometimes made with additional damping elements to suppress internal coil resonances of the springs at high frequencies, and to limit vibration during the rapid vibration onset or vibration decay caused by passing trains or vehicles. Steel springs are expensive but can be manufactured to have precise stiffness values and long life. Rubber isolators are usually less expensive but have the drawback that they can be subject to degradation more rapidly than steel springs unless they are protected against any possible hostile environmental conditions, which could cause the degradation. If adequate protection is provided, however, rubber isolators can be made to have sufficient life in terms of both degradation and creep performance.

The design of vibration isolators is described in Chapters 54, 59, and 124 in the Handbook of Noise and Vibration Control . Their performance in buildings is normally measured in terms of the insertion loss they provide, as explained in Chapter 123 in the Handbook of Noise and Vibration Control, since this quantity describes the benefit obtained from the use of the isolators. Single-degree-of-freedom models are useful to give some approximate indication of the isolator performance, although building vibration is much more complicated, and more sophisticated vibration models must be used for better vibration predictions. With continuous excitation, which is almost steady state, such as is caused by passing trains, the vibration problem can be treated in the frequency domain. With some cases where the excitation is more impulsive in nature, such as is caused by some industrial applications, then a time-domain modeling approach is more convenient. More complicated building base models employ finite element methods. Studies on base isolations of buildings continue.[36–42] Various software programs are available commercially to create such sophisticated building vibration models. In some cases, simple two-dimensional numerical models are used to reduce computational demands. Three-dimensional approaches are more suitable to obtain for more accurate building models, as discussed in Chapter 124 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

8. AIRCRAFT AND AIRPORT NOISE PREDICTION AND CONTROL

Air travel is projected to continue increasing in the foreseeable future. These increases will require the expansion of existing major airports and the creation of new airports. Airport expansion provokes public resistance because of the annoyance, speech interference, and sleep interference caused by aircraft noise in nearby residential districts. Aircraft noise is a much more localized problem than surface transportation noise since it is significant primarily around major airports. Most of the noise energy is produced by the operations of scheduled airliners, the contribution of the large numbers of general aviation aircraft being relatively small. See Chapter 125 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

The introduction of early pure jet passenger aircraft in the late 1950s brought much higher noise levels during both takeoff and landing than the piston engine airliners that they replaced. The majority of piston engine propeller-driven airliners have now been phased out of service, although twin-engine propjet aircraft continue to be used on many low-density, short-range routes. Jet aircraft operate at a much higher cruising speeds than do propeller ones, and the aerodynamic configuration necessary for them to achieve these results in higher takeoff and landing speeds. Required runway length is normally greater with jet than propeller aircraft, partly as a consequence of these higher speeds, and partly because jet engine thrust is reduced when an aircraft is stationary or nearly so. This naturally brings the airport noise closer to residential communities. The generally large size and inertia of long-range passenger jet aircraft, and their greater throttle response times compared with those of piston engine propeller-driven aircraft, require them to use long approach paths, resulting in more extensive low level flight over surrounding neighborhoods. Moreover, jet aircraft normally use considerable amounts of power on approach to counteract the drag of their high-lift devices. The noise produced by jet powered aircraft is primarily from their engines. The aerodynamic noise produced by the passage of the aircraft through the air (termed airframe noise) is still normally insignificant in comparison. See Chapter 9 in the Handbook of Noise and Vibration Control for a discussion on airframe noise.

In the early 1960s, the first fanjet engines (also known as turbofans or bypass jets) entered service. Although developed mainly to improve fuel economy, the fanjet engines were quieter than the first pure jet (or turbojet) engines of the same thrust. A fanjet engine can be regarded as essentially a ducted propjet engine, in which the propeller (called the fan) is ducted to improve efficiency. All long-range airliners and many medium-range airliners are now powered by fanjet engines. Such fanjet engines mostly produce broadband noise from their high-speed jet exhausts during takeoff, although with lower power conditions during landing approach, the tonal whine produced by the compressor stages usually becomes prominent. At a distance of 3 km, the A-weighted sound pressure level during a jet aircraft takeoff is of the order of 60 to 65 dB and is sufficient to interfere with speech. See Chapters 22, 34, and 125. Current wide-body fanjets (e.g., Boeing 717, 737, 767, 777, and 787 and Airbus A-300/310, A-318, A-320, A-330/340, A-350, and A-380) have considerable noise control technology built into their engines and are much quieter than the early pure jet and fanjet aircraft.

Some airliners have been particularly designed to have quiet operational characteristics. The BAe 146, first introduced in the 1980s, was an early, very quiet, four-engine jet airliner, which has special high-lift devices giving it short takeoff and landing capabilities that make it able to operate from very short runways at small downtown airports. It is able to operate from downtown airports such as those at Monchengladbach, Aspen, and at the London City Airport (a converted dock). In May 2006 landing and takeoff tests at the London City Airport of the newer Airbus A-318 has shown it can also use this downtown airport. Following evaluations by Airbus, London City Airport, and the UK airworthiness authorities, in March 2006,

these authorities granted the A-318 a steep landing approach certification that enabled the airport compatibility tests to take place. With its very low noise characteristics, the A-318 makes it possible for it to use downtown airports such as the one in downtown London.

As discussed in more detail in Chapter 125 in the Handbook of Noise and Vibration Control, propeller-driven airliners are used on some medium range and most short-range routes, and such aircraft are almost exclusively powered by gas turbine engines. Such turboprop aircraft, as they are commonly known, mainly produce tonal noise instead of the broadband jet noise. The noise of propellers is quite directional and is mostly radiated in the propeller plane. Helicopters are less commonly used than jet and turboprop aircraft, but they can be quite noisy and produce A-weighted noise levels of about 60 dB at 1 km. Like propeller aircraft, the helicopter blade noise is very directional and is created both by the main rotor and the high-speed tail rotor.

Aircraft noise is evaluated for two main reasons: (1) for certification purposes and (2) to monitor the noise around airports. For certification, the noise of individual aircraft is measured using the effective perceived noise level (EPNL). For monitoring noise at airports it is normal to use a measure that accounts for many aircraft movements and the time of day that the noise is produced. In the European Union a composite measure known as day–evening–night level (DENL) is used. See Chapters 1, 34, and 125 in the Handbook of Noise and Vibration Control. The DENL includes components for daytime, evening, and nighttime hours. During the evening, a 5-dB penalty is applied and at night a 10-dB penalty.

Figure 6 shows the noise levels and spectra of a fanjet aircraft both for takeoff and approach. Figure 7 shows the measurement locations used for certification of aircraft according to FAR Part 36 noise standards. See Chapter 34 in the Handbook of Noise and Vibration Control. Research on evaluating aircraft and airport noise and community annoyance continue.[44–55]

9. OFF-ROAD VEHICLE AND CONSTRUCTION EQUIPMENT EXTERIOR NOISE PREDICTION AND CONTROL

Off-road vehicles and heavy construction equipment are used for roadway and railway construction, earth moving and excavation, laying of pipes and cables, and construction of new buildings. They are responsible for high levels of environmental noise and cause annoyance, speech interference, and sleep disturbance in residential areas. In addition, there is the possibility

they can cause hearing damage to people operating this equipment or people working in close proximity. A-weighted sound pressure levels can be as high as 75 to 90 dB at distances of 15 m. Sound pressure levels at distances of several hundred meters can be of the order of 60 to 70 dB, which is above acceptable community noise limits.

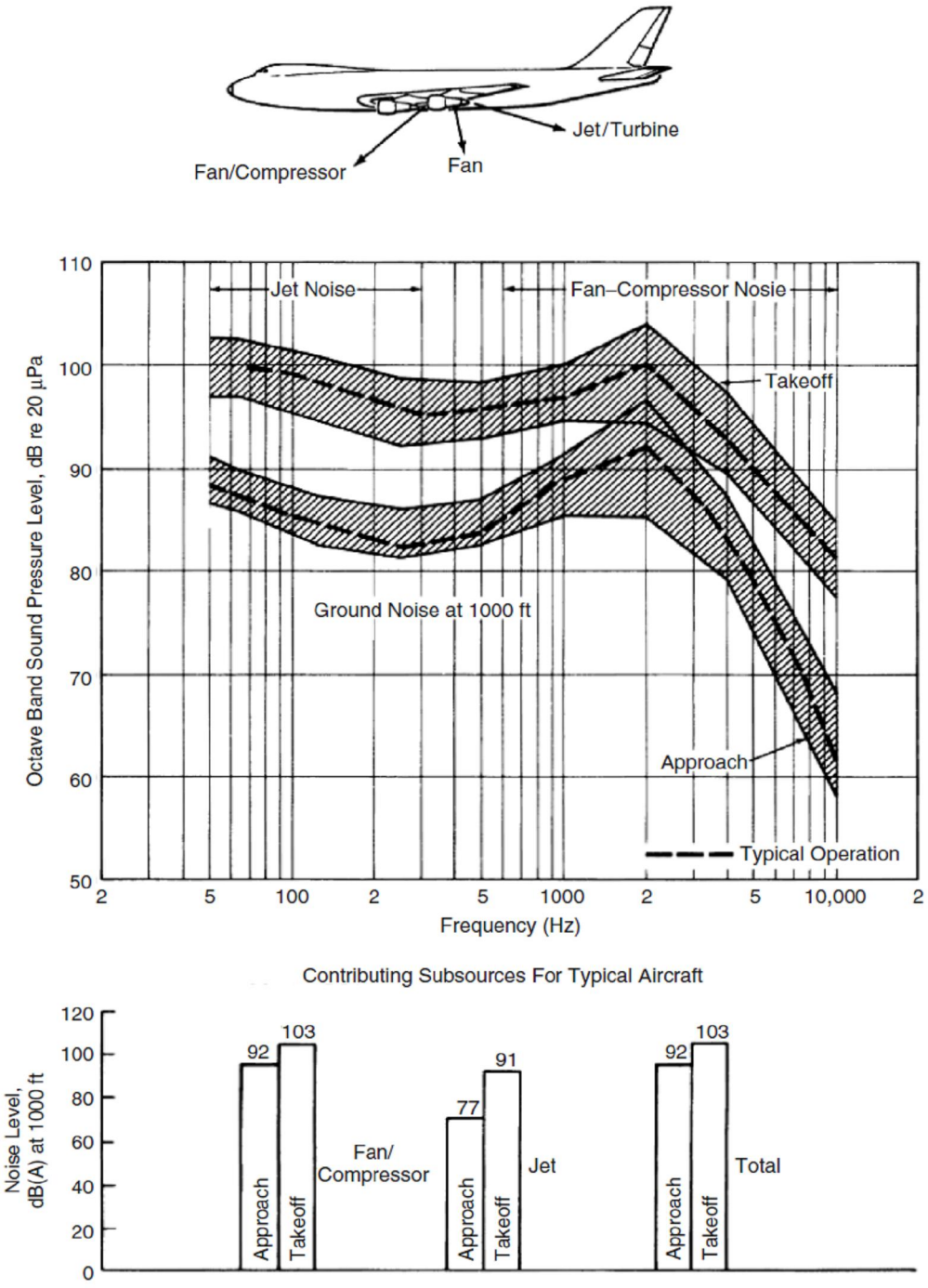


Figure 6 Noise levels and spectra of wide-body fanjet aircraft (e.g., the Boeing 747).[43]

The main noise sources on off-road vehicles and construction equipment consist of the engine, exhaust, intake, cooling fans, and the tracked wheels. Mobile compressors are also significant noise contributors and are often used in conjunction with impulsive noise generators, such as pneumatic drills, cutters, and vibrating roller equipment.

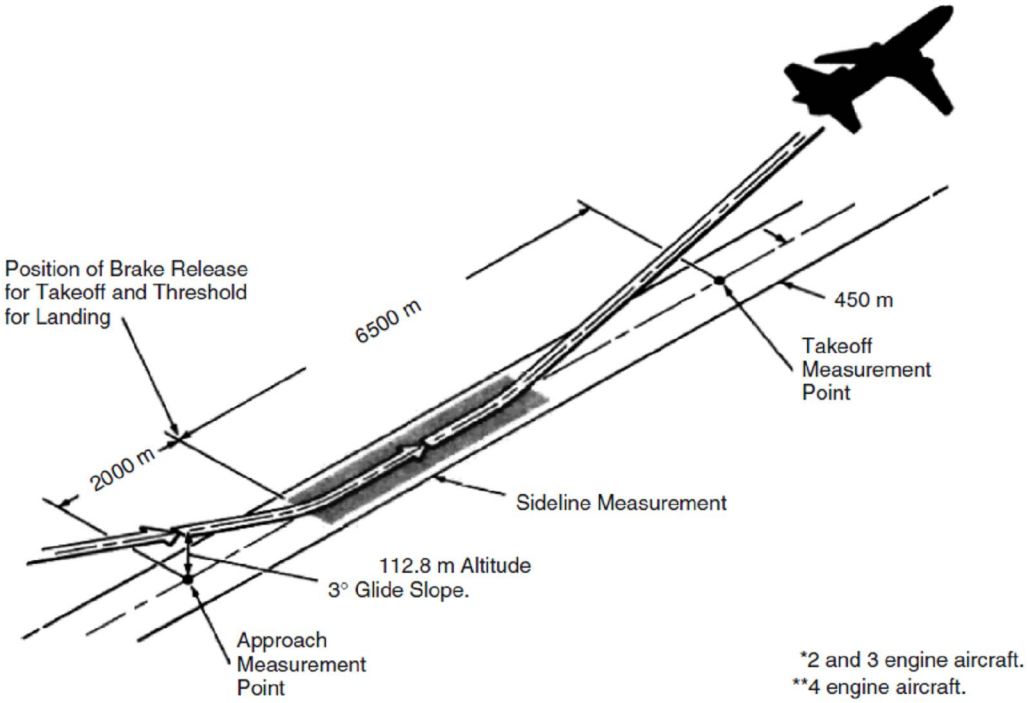


Figure 7 Measurement locations for certification testing of aircraft to FAR Part 36 noise standards.

In Europe off-road vehicles and heavy construction equipment are required to have product labels giving their sound power outputs. Noise emission limitations are set by EC Directive. In the United States such equipment noise output is governed by community noise ordinances or state regulations. Mobile compressors are one exception since their noise output is regulated by the U.S. Environmental Protection Agency (EPA). Other countries do not seem to have uniform approaches to regulate the noise of off-road vehicle and construction equipment.

As described in Chapter 126 in the Handbook of Noise and Vibration Control, in Europe the sound power output of such equipment must be provided by display of a label. The sound power is normally determined through measurements of the sound pressure level at discrete microphone locations on a hemispherical surface as described in International Organization for Standardization (ISO) standards. Alternatively, the sound power can be determined with the use of sound intensity equipment.

Off-road vehicles and heavy construction equipment can be divided into three main categories as discussed in Chapter 126: (1) wheeled vehicles, including excavators, loaders, and graders, with which the engine is the dominant noise source, (2) tracked vehicles, in which the track noise is comparable to the engine noise, and (3) vibration and impact generating tools, including pneumatic drills and vibrating rollers, in which the noise is generated by the tool itself and no engine is involved.

The exterior noise can be reduced by a combination of passive means, including enclosures, vibration isolators, use of the vibration damping materials, sound absorbing materials, and baffles and barriers. Enclosures can be very effective, particularly if absorbing materials are used inside and they are properly sealed. Unfortunately, this is not always possible because of the heat buildup created by most items of machinery, in particular the engine. The use of inlet and exhaust mufflers is essential on

such equipment. Chapters 85 and 126 in the Handbook of Noise and Vibration Control describe the design and use of such mufflers. Sound-absorbing material is sometimes placed inside the mufflers, although the material can lose its effectiveness because of contamination with moisture and carbon particles. Normally, for such reasons reactive mufflers are preferred. Chapter 126 in the Handbook of Noise and Vibration Control gives an example of noise reduction on a mobile compressor. Other examples of mobile compressor noise control are given in Chapter 54. Compressor noise is discussed in detail in Chapter 74 in the Handbook of Noise and Vibration Control. Efforts continue on reducing interior and exterior noise and vibration of off-road vehicles.[56–58]

10. ENVIRONMENTAL NOISE IMPACT ASSESSMENT

Environmental noise impact assessments (sometimes known also as environmental noise impact statements) are used to balance the negative noise impact of a proposed development versus the benefits that that development, such as a new highway industrial development area or recreation facility, could bring to a nearby community.[59–63] See Chapter 127 in the Handbook of Noise and Vibration Control.

Existing community noise exposure guidelines are consulted when preparing the assessments. These are based on the premise that there is a level of noise that is acceptable to the majority of the community. If this level is likely to be exceeded by a proposed development, appropriate mitigation measures need to be selected with due consideration of cost and technical feasibility. The mitigated noise impact is assessed for acceptability to the potentially affected community as well as the benefit of the development to the community as a whole. In Chapter 127 in the Handbook of Noise and Vibration Control the terms *community noise* and *environmental noise* are used interchangeably.

11. INDUSTRIAL AND COMMERCIAL NOISE IN THE COMMUNITY

The annoyance produced by industrial and commercial noise is very similar to that produced by road traffic noise when the long-term energy equivalent sound pressure levels are the same.[64–67] However, as explained in Chapter 128 in the Handbook of Noise and Vibration Control, in most countries industrial noise is treated differently from road traffic noise. As explained in Chapter 130 in the Handbook of Noise and Vibration Control, it is common now for a city to have different districts zoned for noise. Normally, industrial enterprises are located in special zones in the city. It is desirable for the industrial zones to be separated from zones for residential housing. The separation in distance must not be too great; otherwise people will be inconvenienced by having to travel a long way to work. But the industrial and residential zones must not be situated too close to each other either. The noise created in residential areas from the sources in the industrial zones is normally predicted on the basis of the sound power outputs from the different noise source components in the industrial zone.

As explained in Chapter 128 in the Handbook of Noise and Vibration Control, industrial and commercial noise sources can be divided into two main categories. The first category includes steady noise sources that have little variation in level and character during the day and night. The second category includes intermittent noise resulting from different industrial production cycles and caused by vehicles coming and going to the industrial and commercial areas. Steady noise containing pure-tone and impulsive components is generally found to be less acceptable in residential areas compared with steady noise of the same long-term equivalent sound pressure level. This is particularly true when steady noise contains pure-tone components below 90 Hz, as discussed in Chapter 128. Impulsive noise is also known to be more annoying than steady noise of the same equivalent sound pressure level. Chapter 128 describes a procedure for predicting the sound pressure levels in residential areas, which is based on knowledge of the sound power output per unit area of the industrial operation. Included in the procedure are adjustments for wind effects on the noise propagation. Such sound pressure level predictions are valuable in deciding whether new industrial operations should be permitted near residential communities and/or residential developments should be allowed near existing industry. It is important to monitor the noise levels produced by the industrial and commercial operations and make comparisons with those that are predicted. Also in order to avoid community complaints, it is important to inform the public in the residential areas of such noise monitoring and also to provide details about all activities being undertaken to reduce noise from the industrial and commercial zones reaching the residential areas.[68–78]

12. CONSTRUCTION AND BUILDING SITE NOISE

Noise created on building sites in a city can interfere with speech, sleep, and other human activities.[65–69] The noise created comes from a variety of machinery and mechanical equipment and includes demolition of buildings, construction of new buildings, laying of pipelines, sewers, and cables, and construction of new roadways and railways. Some noise is impulsive in character, such as caused by pile driving. Other noise is more continuous in nature from sources such as compressors and heavy earth-moving equipment. Noise levels on building sites can be predicted from knowledge of the sound power output of the different items of machinery. Chapter 129 explains how predictions of the noise at different locations near a building site can be made. Normally the contributions from the different sources are added on an energy basis. In some countries the predicted or measured sound pressure level from all the sources is compared with the ambient noise level when none of the sources is acting. There are few standards or test codes for the prediction and control of noise from building sites. In 2006, the only such test codes were those in Germany and the United Kingdom. These test codes provide tools for the calculation of the daytime and nighttime rating levels. These are then compared to standard ambient-noise values for decisions on the acceptability of the building site noise. Transient noise peaks on the building site can also be considered in these assessments.

Local authorities sometimes are tolerant of intense noise on a building site in order to speed up construction for economic or political purposes or to limit disruptions to road and rail traffic and the operations of public utilities. If the A-weighted sound pressure levels caused by the sources are no more than 5 to 10 dB greater than the ambient levels, they may be allowed by some authorities. But levels that are greater than 10 dB above the ambient are normally determined to be excessive and require regulation and/or control.

Using city or national ordinances, some local authorities impose penalties for impulsive noise and/or noise containing prominent pure-tone components. Other local authorities restrict noise in certain city zones and others only during nighttime. In some cases noise control programs are initiated when repeated and/or frequent complaints are received. If noise control measures are found to be necessary, these should start with the noisiest sources and incorporate the normal source–path–receiver concepts as explained in Chapters 54 and 129 in the Handbook of Noise and Vibration Control. As discussed in Chapters 126 and 129 in Handbook of Noise and Vibration Control, the European Union (EU) Directive 2000/14/EC requires construction equipment machinery used on building sites to be subject to noise labeling. This EU directive requires the manufacturer to state the guaranteed sound power level in the operating instructions and on the machine itself with a label. The determination of the sound power level is usually carried out in accordance with ISO 3744. Some of these construction machines are subject to sound power level limits.

13. COMMUNITY NOISE ORDINANCES

The major sources of noise in the community are caused by surface transportation, aircraft/airports, industry, and construction.[70–78] As discussed in Chapter 130 in the Handbook of Noise and Vibration Control, the main contribution to community noise, in most countries, is caused by road and rail traffic. The annoyance caused by noise depends upon the level, duration, time of day, frequency content, and other factors. Road traffic noise depends upon the road surface, road inclination, traffic density and mix, and speed of automobiles and light and heavy trucks. Railroad noise depends upon vehicle speed load, wheel and rail roughness, and other factors. Some of these sources can be controlled locally by regulation, such as with speed limits. Some factors are outside local control.

Community noise regulations and noise ordinances are of two main types: qualitative and quantitative. Qualitative types of noise ordinances prohibit excessive noise during certain hours of the day or night and/or prohibit some noisy activities during certain hours and in certain defined noise zones. The difficulty with such ordinances is that they are vague in nature and difficult to enforce. Quantitative noise ordinances, however, restrict noise generated and/or received. The levels allowed at the boundary where they are produced or the boundary where they are received are normally given as A-weighted sound pressure levels. These quantitative ordinances need trained staff for enforcement who can use calibrated measurement instruments to determine the

sound pressure levels accurately. Since noise levels fluctuate in the community and vary during day, evening, and night periods, average levels are often used such as the equivalent sound pressure level. The A-weighted equivalent sound pressure level came into use in the United States in the 1970s, and recommendations have been published by the World Health Organization (WHO) for day and nighttime to protect people from becoming moderately or seriously annoyed. In the United States the day–night average sound level is also widely used. This is calculated from the equivalent day time sound pressure level and the equivalent nighttime sound pressure level to which a 10-dB penalty is applied to sound occurring between 10 p.m. and 7 a.m.. In Europe the day–evening–night level is now increasingly used. This is similar to the day–night average sound pressure level but is calculated from three periods with 5-dB penalty applied during evening hours and a 10- dB penalty applied during nighttime.

Some noise ordinances specify different noise zones that are defined for the activities performed in the zones. Zones can be specified for heavy industry, light industry, residential, school, hospital, and other uses. Normally different noise zones are created with steps of 5 dB from noisiest to quietest zone with restrictions on the maximum zones permitted in each zone. For instance, some activities such as construction may be prohibited in some zones. Obviously, enforcement is essential if the ordinance is to have any use at all. Fines and other financial penalties can be used for enforcement. In the United States the Office of Noise Abatement and Control set limits for noise output of some sources such as heavy trucks and compressors on building sites and was active in producing a model community noise ordinance standard. Since 1980 centralized planning by the EPA Office of Noise Abatement and Control has largely been disbanded and taken up by different government agencies and local, citywide, or state authorities. In Europe a different situation exists. European directives in recent years have required strategic noise maps to be created for major transportation facilities such as airports and railway stations and for large cities. Action plans are required to manage noise problems and recommend noise reduction if necessary. The goal is to harmonize noise criteria and noise zoning and limits among the different European member states. The experience in other countries such as Australia, Canada, China, and Japan is described in detail in Chapter 130. Further work and discussion on community noise evaluation and ordinances and regulations continues.[70–78]

REFERENCES

1. T. J. Schultz, Synthesis of Social Surveys on Noise Annoyance, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 64, No. 2, Aug., 1978, pp. 377–405.
2. L. S. Finegold, S. C. Harris, and H. E. von Gierke, Community Annoyance and Sleep Disturbance: Updated Criteria for Assessing the Impacts of General Transportation Noise on People, Noise Control Eng. J., Vol. 42, No. 1, Jan–Feb, 1994, pp. 25–30.

3. H. M. E. Miedema and H. Vos, Exposure-Response Relationships for Transportation Noise, J. Acoust. Soc.Am., Vol. 104, No. 6, Dec., 1998, pp. 3432–3445.
4. S. Fidell and L. Silvati, Parsimonious Alternative to Regression Analysis for Characterizing Prevalence Rates of Aircraft Noise Annoyance, Noise Control Eng. J., Vol. 52, No. 2, 2004, pp. 56–68.
5. International Organization for Standardization (ISO), ISO 1996-1 Acoustics—Description, Measurement and Assessment of Environmental Noise—Part 1: Basic Quantities and Assessment Procedures, Geneva, Switzerland, 2003.
6. ANSI S12.9 Part 4, American National Standard Quantities and Procedures for Description and Measurement of Environmental Sound—Part 4: Noise Assessment and Prediction of Long-Term Community Response, Acoustical Society of America, Melville NY, 2005.
7. Personal communication with P. D. Schomer, September 6, 2006.
8. P. D. Schomer, Y. Suzuki, and F. Saito, Evaluation of Loudness-Level Weightings for Assessing the Annoyance of Environmental Noise, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 110, No. 5, Pt. 1, Nov., 2001, pp. 2390–2397.
9. J. M. Fields, Reactions to Environmental Noise in an Ambient Noise Context in Residential Areas, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 104, No. 4, Oct., 1998, pp. 2245–2260.
10. Anon, Noise News International, 1999.
11. U. Sandberg, Inter-noise Proceedings, 2003.
12. M. Ausejo and M. Recuero, Study and Proposal of the Prediction Equation for Traffic Noise During Workable Days in Buenos Aires Downtown, Proceedings of the Thirteenth International Congress on Sound and Vibration, Vienna, Austria, 2006
13. C. Steele, A Critical Review of Some Traffic Noise Prediction Models, Appl. Acoust., Vol. 62, No. 3, March, 2001, pp. 271–287.
14. G. R. Watts, S. N. Chandler-Wilde, and P. A. Morgan, The Combined Effects of Porous Asphalt Surfacing and Barriers on Traffic Noise, Appl. Acoust., Vol. 58, No. 3, Nov., 1999, pp. 351–377.
15. O¨ . Gu¨ndog˘du, M. Go¨kdag˘ , and F. Yu¨ksel, A Traffic Noise Prediction Method Based on Vehicle Composition Using Genetic Algorithms, Appl. Acoust., Vol. 66, No. 7, July, 2005, pp. 799–809.
16. B. De Coensel, T. De Muer, I. Yperman, and D. Botteldooren, The Influence of Traffic Flow Dynamics on Urban Soundscapes, Appl. Acoust., Vol. 66, No. 2, Feb., 2005, pp. 175–194.
17. P. J. Thorsson, M. O¨ gren, and W. Kropp, Noise Levels on the Shielded Side in Cities Using a Flat City Model, Appl. Acoust., Vol. 65, No. 4, April, 2004, pp. 313–323.
18. D. S. Cho, J. H. Kim, T. M. Choi, B. H. Kim, and D. Manvell, Highway Traffic Noise Prediction Using Method Fully Compliant with ISO 9613: Comparison with Measurements, Appl. Acoust., Vol. 65, No. 9, Sept., 2004, pp. 883–892.

19. M. Tansatcha, P. Pamanikabud, A. L. Brown, and J. K. Affum, Motorway Noise Modelling Based on Perpendicular Propagation Analysis of Traffic Noise, Appl. Acoust., Vol. 66, No. 10, Oct., 2005, pp. 1135–1150.
20. E. O¨ hrstro¨m, Effects of Exposure to Railway Noise—A Comparison between Areas with and without Vibration, J. Sound Vib., Vol. 205, No. 4, 28 August 1997, pp. 555–560.
21. E. O¨ hrstrom and A.-B. Skanberg, A Field Survey on Effects of Exposure to Noise and Vibration from Railway Traffic, Part I: Annoyance and Activity Disturbance Effects, J. Sound Vib., Vol. 193, No. 1, 30 May 1996, pp. 39–47.
22. H. J. A. Van Leeuwen, Railway Noise Prediction Models: A Comparison, J. Sound Vib., Vol. 231, No. 3, 30 March 2000, pp. 975–987.
23. R. Makarewicz and M. Yoshida, Railroad Noise in an Open Space, Appl. Acoust., Vol. 49, No. 4, Dec., 1996, pp. 291–306.
24. C. C. Heng, Propagation of Train Noise in Housing Estates, Appl. Acoust., Vol. 51, No. 1, May 1997, pp. 1–12.
25. G. Xiaoan, Railway Environmental Noise Control in China, J. Sound Vib., Vol. 293, Nos. 3–5, 13 June 2006, pp. 1078–1085.
26. B. Griefahn, A. Marks, and S. Robens, Noise Emitted from Road, Rail and Air Traffic and Their Effects on Sleep, J. Sound Vib., Available online 27 March 2006.
27. T. Yano, T. Yamashita, and K. Izumi, Comparison of Community Annoyance from Railway Noise Evaluated by Different Category Scales, J. Sound Vib., Vol. 205, No. 4, 28 August 1997, pp. 505–511.
28. C. Gore, Railway Noise: Principles for an EU Policy— The CER View, J. Sound Vib., Vol. 193, No. 1, 30 May 1996, pp. 397–401
29. B. Griefahn, A. Marks, and S. Robens, Noise Emitted from Road, Rail and Air Traffic and Their Effects On sleep, J. Sound Vib., Available online March 2006.
30. B. Schulte-Werning, M. Beier, K.G. Degen, and D. Stiebel, Research on Noise and Vibration Reduction at DB to Improve the Environmental Friendliness of Railway Traffic, J. Sound Vib., Vol. 293, Nos. 3–5, 13 June 2006, pp. 1058–1069.
31. J. Oertli, Developing Noise Control Strategies for Entire Railway Networks, J. Sound Vib., Vol. 293, Nos. 3–5, 13 June 2006, pp. 1086-1090.
32. L. Godinho, J. Antonio, and A. Tadeu, The Scattering of 3D Sound Sources by Rigid Barriers in the Vicinity of Tall Buildings, Eng. Anal. Boundary Elements, Vol. 26, No. 9, Oct., 2002, pp. 781–787.
33. H. E. M. Hunt, Modelling of Rail Vehicles and Track For Calculation of Ground-Vibration Transmission into Buildings, J. Sound Vib., Vol. 193, No. 1, 30 May 1996, pp. 185–194.
34. F. Kirzhner, G. Rosenhouse, and Y. Zimmels, Attenuation of Noise and Vibration Caused by Underground Trains, Using Soil Replacement, Tunnel. Underground Space Tech., Vol. 21, No. 5, Sept., 2006, pp. 561–567.

35. A. B. Nagy, P. Fiala, F. M´arki, F. Augusztinovicz, G. Degrande, S. Jacobs, and D. Brassenx, Prediction of Interior Noise in Buildings Generated by Underground Rail Traffic, J. Sound Vib., Vol. 293, Nos. 3–5, 13 June 2006, pp. 680–690.
36. C.-H. Loh and C.-H. Chao, Effectiveness of Active Tuned Mass Damper and Seismic Isolation on Vibration Control of Multi-Storey Building, J. Sound Vib., Vol. 193, No. 4, 20 June 1996, pp. 773–792.
37. A. Kareem, Modelling of Base-Isolated Buildings with Passive Dampers under Winds, J. Wind Eng. Indust. Aerodynam., Vol. 72, Nov.-Dec., 1997, pp. 323–333.
38. A. Vulcano, Comparative Study of the Earthquake and Wind Dynamic Responses of Base-Isolated Buildings, J. Wind Eng. Indust. Aerodynam., Vols. 74–76, 1 April 1998, pp. 751–764.
39. V. A. Matsagar and R. S. Jangid, Seismic Response of Base-Isolated Structures During Impact with Adjacent Structures, Eng. Struct., Vol. 25, No. 10, Aug., 2003, pp. 1311–1323.
40. I. Cali`o, M. Marletta, and F. Vinciprova, Seismic Response of Multi-storey Buildings Base-Isolated by Friction Devices with Restoring Properties, Comput. Struct., Vol. 81, Nos. 28–29, Nov., 2003, pp. 2589–2599.
41. A. Baratta and I. Corbi, Optimal Design of Base- Isolators in Multi-storey Buildings, Comput. Struct., Vol. 82, Nos. 23–26, Sept.–Oct., 2004, pp. 2199–2209.
42. V. A. Matsagar and R. S. Jangid, Influence of Isolator Characteristics on the Response of Base- Isolated Structures, Eng. Struct., Vol. 26, No. 12, Oct., 2004, pp. 1735–1749.
43. Wyle Laboratories, Transportation Noise and Noise from Equipment Powered by Internal Combustion Engines, EPA Report No. NTID 300.13, 1971.
44. N. P. Miller, E. M. Reindel, D. A. Senzig, and R. D. Horonjeff, Low-Frequency Noise from Aircraft Start of Takeoff, Proceedings, INTERNOISE 1998, Christchurch, NZ, Nov., 1998.
45. G. Raman and D. K. McLaughlin, Highlights of Aeroacoustics Research in the U.S.—1998, J. SoundVib., Vol. 228, No. 3, 2 Dec. 1999, pp. 589–610.
46. J. Clemente, E. Gaja, G. Clemente, and A. Reig, Sensitivity of the FAA Integrated Noise Model to Input Parameters, Appl. Acoust., Vol. 66, No. 3, March 2005, pp. 263–276.
47. C.-I. Hsu and P.-H. Lin, Performance Assessment for Airport Noise Charge Policies and Airline Network Adjustment Response, Transport. Res. Part D: Transport and Environ., Vol. 10, No. 4, July 2005, pp. 281–304.
48. J. Vogt, The Relative Impact of Aircraft Noise and Number in a Full-Factorial Laboratory Design, J. Sound Vib., Vol. 282, Nos. 3–5, 22 April 2005, pp. 1085–1100.
49. Per Kruppa, Research on Reduction of Aircraft Noise,Supported by the European Union, Air Space Europe, Vol. 2, No. 3, May–June 2000, pp. 18–19.

50. F. Carlsson, E. Lampi, and P. Martinsson, The Marginal Values of Noise Disturbance from Air Traffic: Does the Time of the Day Matter? Transport. Res. Part D: Transport Environ., Vol. 9, No. 5, Sept., 2004, pp. 373–385.
51. D. P. McMillen, Airport Expansions and Property Values: The Case of Chicago O'Hare Airport, J. Urban Econ., Vol. 55, No. 3, May, 2004, pp. 627–640.
52. J. Ollerhead and B. Sharp, MAGENTA—Assessments of Future Aircraft Noise Policy Options, Air Space Europe, Vol. 3, Nos. 3–4, May–Aug., 2001, pp. 247–249.
53. O. I. Zaporozhets and V. I. Tokarev, Predicted Flight Procedures for Minimum Noise Impact, Appl. Acoust., Vol. 55, No. 2, Oct., 1998, pp. 129–143.
54. R. Rylander and M. Bjorkman, Annoyance by Aircraft Noise around Small Airports, J. Sound Vib., Vol. 205, No. 4, 28 Aug. 1997, pp. 533–537.
55. G. M. Aasvang and B. Engdahl, Subjective Responses to Aircraft Noise in an Outdoor Recreational Setting: A Combined Field and Laboratory Study, J. Sound Vib., Vol. 276, Nos. 3–5, 22 Sept. 2004, pp. 981–996.
56. P. Kennes, J. Anthonis, L. Clijmans, and H. Ramon, Construction of a Portable Test Rig to Perform Experimental Modal Analysis on Mobile Agricultural Machinery, J. Sound Vib., Vol. 228, No. 2, 25 Nov. 1999, pp. 421–441.
57. I. Hostens and H. Ramon, Descriptive Analysis of Combine Cabin Vibrations and Their Effect on the Human Body, J. Sound Vib., Vol. 266, No. 3, 18 Sept. 2003, pp. 453–464.
58. K. Deprez, D. Moshou, and H. Ramon, Comfort Improvement of a Nonlinear Suspension Using Global Optimization and in situ Measurements, J. Sound Vib., Vol. 284, Nos. 3–5, 21 June 2005, pp. 1003–1014.
59. M. Arana and A. Garcıa, A Social Survey on the Effects of Environmental Noise on the Residents of Pamplona, Spain, Appl. Acoust., Vol. 53, No. 4, April, 1998, pp. 245–253.
60. S. Kurra, M. Morimoto, and Z. I. Maekawa, Transportation Noise Annoyance—A Simulated-Environment Study for Road, Railway and Aircraft Noises, Part 1: Overall Annoyance, J. Sound Vib., Vol. 220, No. 2, 18 Feb. 1999, pp. 251–278.
61. S. Kurra, M. Morimoto, and Z. I. Maekawa, Transportation Noise Annoyance—A Simulated-Environment Study for Road, Railway and Aircraft Noises, Part 2: Activity Disturbance and Combined Results, J. Sound Vib., Vol. 220, No. 2, 18 Feb. 1999, pp. 279–295.
62. J. M. Fields, R. De Jong, A. L. Brown, I. H. Flindell, T. Gjestland, R. F. S. Job, S. Kurra, P. Lercher A. Schuemer-Kohrs, M. Vallet, and T. Yano, Guidelines for Reporting Core Information from Community Noise Reaction Surveys, J. Sound Vib., Vol. 206, No. 5, 9 Oct. 1997, pp. 685–695.
63. K. Minoura and K. Hiramatsu, On the Significance of an Intensive Survey in Relation to Community Response to Noise, J. Sound Vib., Vol. 205, No. 4, 28 Aug. 1997, pp. 461–465.
64. Y. Osada, T. Yoshida, K. Yoshida, T. Kawaguchi, Y. Hoshiyama and K. Ya-

mamoto, Path Analysis of the Community Response to Road Traffic Noise, J. Sound Vib., Vol. 205, No. 4, 28 Aug. 1997, pp. 493–498.
65. D. Gottlob, Regulations for Community Noise, Noise/ News Int., Vol. 3, 1995, pp. 223–236.
66. H. E. von Gierke and K. McK. Eldred, Effects of Noise on People, Noise/News Int., Vol. 1, No. 2, 1993, pp.67–89.
67. E. A. G. Shaw, Noise Environments Outdoors and the Effects of Community Noise Exposure, Noise Control Eng. J., Vol. 44, No. 3, 1996, pp. 109–120.
68. ANSI S12.9–1996—Part 4, American National Standard Quantities and Procedures for Description and Measurement of Environmental Sound—Part 4: Noise Assessment and Prediction of Long-Term Community Response, Acoustical Society of America, New York, 1996.
69. European Union, Future Noise Policy, European Commission Green Paper, European Union, Brussels, 1996.
70. P. D. Schomer, Loudness-Level Weighting for Environmental Noise Assessment, Acta Acust. (Stuttgart), Vol. 86, No. 1, Jan./Feb., 2000, pp. 49–61.
71. Y. Suzuki, S. Kono, and T. Sone, An Experimental Consideration of the Evaluation of Environmental Noise with Tonal Components, J. Sound Vib., Vol. 127, No. 3, Dec. 22, 1988, pp. 475–484.
72. T. Sato, T. Yano, T. Morihara, and K. Masden, Relationships between Rating Scales, Question Stem Wording, and Community Responses to Railway Noise, J. Sound Vib., Vol. 277, No. 3, 22 Oct. 2004, pp. 609–616.
73. K. Hume, M. Gregg, C. Thomas, and D. Terranova, Complaints Caused by Aircraft Operations: An Assessment of Annoyance by Noise Level and Time of Day, J. Air Transport Manage., Vol. 9, No. 3, May 2003, pp. 153–160.
74. R. P. King and J. R. Davis, Community Noise: Health Effects and Management, Int. J. Hygiene Environ. Health, Vol. 206, No. 2, 2003, pp. 123–131.
75. A. Garc´ıa, L. J. Faus, and A. M. Garc´ıa, The Community Response to Aircraft Noise around Six Spanish Airports, J. Sound Vib., Vol. 164, No. 1, 8 June 1993, pp. 45–52.
76. I. H. Knoepfel, A Framework for Environmental Impact Assessment of Long-Distance Energy Transport Systems, Energy, Vol. 21, Nos. 7–8, July–Aug., 1996, pp. 693–702.
77. M. Omiya, K. Kuno, Y. Mishina, Y. Oishi, and A. Hayashi, Comparison of Community Noise Ratings by L50 And Laeq, J. Sound Vib., Vol. 205, No. 4, 28 Aug. 1997, pp. 545–554.
78. H. G. Visser, Generic and Site-Specific Criteria in the Optimization of Noise Abatement Trajectories, Transport. Res. Part D: Transport Environ., Vol. 10, No.5, Sept., 2005, pp. 405–419.

НОВАЯ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ В ОБЛАСТИ ЗАЩИТЫ НАСЕЛЕНИЯ ОТ ПОВЫШЕННОГО ШУМОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

Цукерников И.Е., Шубин И.Л.
НИИСФ РААСН, Москва Россия

В докладе рассмотрены нормативные правовые акты и технические документы в области защиты населения от повышенного акустического воздействия, принятые за последние два года. Приведены основания для разработки и основные положения ГОСТ Р 53187 и ГОСТ Р 53695

1. Нормативные правовые акты

В последние два года принято восемь технических регламентов, в которых в той или иной мере содержаться положения, касающиеся защиты населения от шумового воздействия. Это следующие технические регламенты:

О безопасности зданий и сооружений – дата введения 01.07.10 г.;

О безопасности колесных транспортных средств – дата введения сентябрь 2010 г.:

О безопасности машин и оборудования – дата введения 25.09.10;

О безопасности железнодорожного подвижного состава – дата введения 02.08.13;

О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта – дата введения 26.08.13;

О безопасности инфраструктуры железнодорожного транспорта – дата введения 26.08.13;

О безопасности объектов внутреннего водного транспорта – дата введения 23.02.12;

О безопасности объектов морского транспорта – дата введения 23.08.11.

Первый регламент введен в качестве федерального закона № 384-ФЗ от 30 декабря 2009 г., остальные – постановлениями Правительства Российской Федерации (см. сайт РОССТАНДАРТА www.gost.ru).

Практически все регламенты в той или иной форме устанавливают требование о не превышении уровней акустического воздействия на производстве и в быту предельно допустимых и допустимых уровней шума, инфразвука, ультразвука и вибрации.

В соответствии с техническим регламентом «О безопасности машин и оборудования» это требование должно выдерживаться при проектировании, изготовлении, перевозке, хранении и монтаже машин (пункт 13). Для его реали-

зации в приложении 1 к техническому регламенту (пункты 53 – 56) установлены специальные требования по ограничению шумового и вибрационного воздействия при проектировании машин и отражению соответствующих показателей в технической документации на них. Так в соответствии с пунктом 53 «при проектировании машин и (или) оборудования должны быть определены предельные параметры шума, инфразвука, воздушного и контактного ультразвука» и в проекте должен быть обеспечен «допустимый риск от производимого шума на персонал». Это требование означает, что на этапе проектирования машины должны быть определены предельно допустимые значения ее шумовых характеристик по ГОСТ 27409 [1] и ГОСТ 30530 [2]. Если они оказываются меньше фактических значений шумовых характеристик, принятых при проектировании за прототип, в проекте должны быть предусмотрены мероприятия по снижению шума в конструкции машины или на пути распространения звука до рабочего места, обеспечивающие удовлетворение норм шума, воздействующего на персонал. Вместе с тем в «Перечне документов в области стандартизации, в результате применения которых на добровольной основе обеспечивается соблюдение требований технического регламента «О безопасности машин и оборудования», утвержденном постановлением Правительства Российской Федерации от 15 сентября 2009 г. № 753» и приведенном на сайте www.gost.ru, указанные стандарты отсутствуют. В соответствии с пунктом 54 приложения «в руководстве (инструкции) по эксплуатации должны устанавливаются параметры шума машины и (или) оборудования». Это требование следует понимать как обязательность включения в указанный документ заявляемых значений шумовых характеристик, метод определения которых, правила внесения в документацию и подтверждения установлены ГОСТ 30691 [3]. Однако данный стандарт устанавливает достаточно широкий перечень шумовых характеристик, значения которых могут быть заявлены в документации на машину (корректированный уровень звуковой мощности и уровни звуковой мощности в октавных полосах частот, уровень звука излучения и уровни звукового давления излучения в октавных полосах частот в контрольных точках). В связи с этим полезно было бы в регламенте установить порядок выбора заявляемых параметров, как это сделано, например, в директиве Европейского сообщества 89/392/EEC по безопасности машин [4] и в пункте 56 приложения 1 регламента относительно заявления параметров вибрации ручных машин и машин с ручным управлением, а также самоходных машин, у которых рабочее место персонала находится внутри машины. Для таких машин явно указано, что «в руководстве (инструкции) по эксплуатации указываются полное среднеквадратичное значение корректированного виброускорения, действующего на персонал, и параметры неопределенности оценки этого значения». Следует отметить, что определение, заявление и подтверждение указанных вибрационных характеристик выполняют по ГОСТ 12.1.012 [5].

В техническом регламенте «О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта» для обеспечения общего требования о не превышении для внешнего шума нормативных значений предусмотрена необходимость обо-

рудования «железнодорожного пути шумозащитными сооружениями и устройствами для снижения уровня шума от высокоскоростного железнодорожного подвижного состава до допустимых значений» (пункт 87, перечисление р). Для реализации этого требования по заданию ОАО «РЖД» Балтийским государственным университетом совместно с НИИ строительной физики и «Институтом полимеров» в 20010-2011 гг. разрабатываются три национальных стандарта: на технические требования и методы контроля акустических экранов для железнодорожного транспорта и методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом.

Технический регламент «О безопасности инфраструктуры железнодорожного транспорта» содержит требование о необходимости оборудования мест выпуска сжатого воздуха вагонных замедлителей пневматического действия на сортировочных горках, всасывания воздуха компрессорных установок, а также систем выпуска газов двигателей и другого оборудования глушителями аэродинамического шума и газовых потоков (пункт 36, перечисление л).

В техническом регламенте «О безопасности объектов внутреннего водного транспорта» требование защиты персонала от вредного шумового и вибрационного воздействия должно обеспечиваться соответствующим устройством судовых технических средств (пункт 122). Кроме того в регламенте установлено ограничение в 70 дБ на максимальный уровень звукового давления окружающего шума на уровне головы судоводителя, находящегося на рулевом посту (пункт 141).

Наиболее детально требования к шуму регламентированы в техническом регламенте «О безопасности колесных транспортных средств». При этом в регламенте речь идет не о достижении нормативных значений шума, установленных федеральными нормами СН 2.2.4/2.1.8.562 [6], а о минимизации внешнего и внутреннего шума (пункт 10, перечисление 11). В пункте 2.1 приложения 3 к регламенту установлены допустимые уровни звука внутреннего шума транспортных средств различных категорий в пределах 78-86 дБ*А* до 01.01.14 с уменьшением на 1 дБ*А* после этой даты (за исключением «квадрициклов (категории L_6, L_7) с закрытым кузовом», для которых сохранено значение 86 дБ*А*). Допускаются превышения установленных значений для транспортных средств отдельных категорий на 2 дБ*А* и 1 дБ*А* соответственно в указанных временных пределах. В пункте 4.2.1 приложения 5 установлены требования к допустимому уровню звука для шума выпускной системы транспортного средства в пределах от 96 до 100 дБ*А*. Шум измеряют на расстоянии 0,5 м от среза выпускной трубы на неподвижном транспортном средстве при работе двигателя на холостом ходу с частотой вращения 75% от номинальной частоты вращения, соответствующей максимальной мощности. В приложении 6 приведены дополнительные требования к уровням внутреннего и внешнего шума специализированных и специальных транспортных средств (автобетоносмесителей, автогудронаторов, автомобилей скорой медицинской помощи, автоцементовозов, пожарных автомобилей, транспортных средств для коммунального хозяйства и содержания дорог, строительных, дорожных и землеройных машин). Уровни внутреннего шума на рабочих местах водителей установлены в соответствии с ПС-75, пре-

дельно допустимый уровень звука 80 дБ*А* (подпункт 3.3.2.2.2). Допустимый уровень звука внешнего шума транспортных средств для коммунального хозяйства и содержания дорог установлен равным 81 дБ*А,* 83 дБ*А* и 84 дБ*А* для машин с полной массой свыше 3500 кг и мощностью двигателя до 75 кВт, до 150 кВт и не менее 150 кВт соответственно (подпункт 1.13.10). Кроме того, допускается увеличение уровня звука на 2 дБ*А* при выполнении машинами технологических операций (мойка, поливка, подметание, снегоочистка, посыпка дорожных покрытий и т. д.). Для двигателей с воспламенением от сжатия в приложении 9 установлен максимальный уровень звука двигателя не более 96 дБ*А*. Вместе с тем отсутствуют указания на местоположение точек, в которых регламентированы указанные предельные уровни.

В Федеральном законе № 384-ФЗ «Технический регламент О безопасности зданий и сооружений» установлены требования по защите от шума и вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации жилых, общественных и производственных зданий и сооружений, а также в границах территории, на которой будут осуществляться строительство и эксплуатация здания или сооружения. Так в части 1 статьи 24 указано, что размещение здания или сооружения на местности, проектные значения характеристик строительных конструкций, характеристики принятых в проектной документации типов инженерного оборудования, предусмотренные в проектной документации мероприятия по благоустройству прилегающей территории должны обеспечивать защиту людей от воздушного шума, создаваемого источниками, расположенными снаружи здания и в других помещениях здания или сооружения, от ударного шума, шума, создаваемого оборудованием и чрезмерного реверберирующего шума в помещении. В части 2 этой статьи установлена необходимость наличия мер по снижению уровня шума в проекте здания или сооружения, которые могут являться источником повышенного шума на территории, на которой будут осуществляться строительство и эксплуатация здания или сооружения. Это фактически является требованием разработки проекта санитарно-защитной зоны для таких зданий и сооружений. Наконец, в части 4 установлено требование по обеспечению оптимального уровня громкости и различимости звука из условия обеспечения безопасности людей.

В заключительных положениях закона решен вопрос о судьбе строительных норм и правил, широко применяемых на практике нормативно-технических документов, статус которых, оказался неопределенным с июля 2003 года (даты введения закона «О техническом регулировании»). В части 2 статьи 42 установлено, что строительные нормы и правила, утвержденные до дня вступления в силу настоящего Федерального закона, признаются сводами правил. При этом не позднее 1 июля 2012 года должна быть осуществлена актуализация строительных норм и правил, включенных в утвержденный Правительством Российской Федерации перечень национальных стандартов и сводов правил, в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований настоящего Федерального закона (часть 5 статьи 42).

2. Национальные стандарты

В период с конца 2008 по конец 2010 годов утверждены и введены в действие 29 национальных стандартов, устанавливающих требования к различным аспектам, связанным с измерением и оценкой шума. Перечень стандартов с указанием даты введения приведен в табл. 1. Стандарты условно разбиты на четыре рубрики в соответствии с их назначением. В пределах каждой рубрики они сгруппированы в порядке возрастания даты введения стандарта. Это стандарты, устанавливающие основополагающие требования по мониторингу и оценке шумового воздействия, а также общие требования к звукоизоляционным и звукопоглощающим строительным материалам и изделиям (позиции 1 – 4), 18 стандартов на методы измерения и заявления шумовых характеристик отдельных видов звуковых сигналов и источников шума (позиции 5 – 23), два стандарта на методы измерения и оценки звукопоглощения звукопоглощающих материалов (позиции 24 – 25) и четыре стандарта, устанавливающие требования к характеристикам и методам испытаний средств измерений шума (позиции 26 – 29). В подавляющем большинстве утвержденные стандарты являются введением международных и европейских стандартов.

Рассмотрим основания для разработки и основные положения двух стандартов: ГОСТ Р 53187 и ГОСТ Р 53695 (позиции 1 и 14 таблицы). Оба стандарта являются оригинальными национальными разработками. Первый впервые устанавливает общие правила к проведению мониторинга шума, второй дополняет его, вводя требования к определению и заявлению шумовых характеристик одного из основных источников повышенного шума в городах – строительных площадок, которые в силу временных ограничений не входят в область применения первого стандарта. Детально положения стандартов, пояснения устанавливаемых ими требований и перечень ссылочных документов можно найти в работах [7 – 9].

Таблица 1

Национальные стандарты по шуму, утвержденные в 2008-2010 г.г. (по данным, представленным на сайте РОССТАНДАРТА www.gost.ru)

№ п/п	Номер и наименование стандарта	Дата введения
Основополагающие стандарты		
1	ГОСТ Р 53187-2008 "Акустика. Шумовой мониторинг городских территорий"	01.12.2009
2	ГОСТ Р 53574-2009 (ISO/TS 15666:2003) "Шум. Оценка раздражающего действия шума посредством социологических и социально-акустических обследований"	01.12.2010
3	ГОСТ Р ИСО 226-2009 "Акустика. Стандартные кривые равной громкости"	01.12.2010
4	ГОСТ 23499-2009 "Материалы и изделия. Звукоизоляционные и звукопоглощающие строительные Общие технические условия"	01.04.2011

Стандарта по измерению и заявлению шумовых характеристик отдельных видов звуковых сигналов и источников шума		
5	ГОСТ Р 53567-2009 (ISO 10843:1997) "Акустика. Методы описания и измерения единичного импульса или последовательностей импульсов"	01.12.2010
6	ГОСТ Р 53148-2008 (IEC 60034-9(2003)) "Машины электрические вращающиеся. Предельные уровни шума"	01.01.2010
7	ГОСТ Р 53479-2009 (EN 13023:2003) "Оборудование полиграфическое. Методы определения шумовых характеристик. Степени точности 2 и 3"	01.01.2011
8	ГОСТ Р 53490-2009 (ISO 5131:1996) "Тракторы сельскохозяйственные. Шум на рабочем месте оператора. Методы и условия измерений"	01.01.2011
9	ГОСТ Р 53569-2009 (EN 12549:1999) "Шум машин. Испытания на шум машин для забивания крепежных изделий. Технический метод"	01.12.2010
10	ГОСТ Р 53570-2009 (ISO 17201-1:2005) "Акустика. Шум, производимый на стрельбищах. Часть 1. Определение акустических характеристик дульной волны путем измерений"	01.12.2010
11	ГОСТ Р 53571-2009 (ISO 17201-2:2006)"Акустика. Шум, производимый на стрельбищах. Часть 2. Определение акустических характеристик дульной волны и звука пули путем расчета"	01.12.2010
12	ГОСТ Р 53572-2009 (ISO 17201-4:2006) "Акустика. Шум, производимый на стрельбищах. Часть 4. Прогнозирование звука пули"	01.12.2010
13	ГОСТ Р 53646-2009 (ISO 14509:2000) "Шум машин. Измерение шума малых моторных прогулочных судов"	01.12.2010
14	ГОСТ Р 53695-2009 "Шум. Метод определения шумовых характеристик строительных площадок"	01.12.2010
15	ГОСТ Р 53838-2010 "Двигатели автомобильные. Допустимые уровни шума и методы измерения"	15.09.2010
16	ГОСТ Р 52990.2-2010 (ISO 9902-2:2001) "Шум машин. Машины текстильные. Испытания на шум Часть 2. Приготовительно-прядильные и прядильные машины"	01.12.2011
17	ГОСТ Р 52990.3-2010 (ISO 9902-3:2001) "Шум машин. Машины текстильные. Испытания на шум. Часть 3. Машины для производства нетканых материалов"	01.12.2011
18	ГОСТ Р 52990.4-2010 (ISO 9902-4:2001) "Шум машин. Машины текстильные. Испытания на шум. Часть 4. Машины для производства нитей, шнуров и канатов"	01.12.2011
19	ГОСТ Р 52990.5-2010 (ISO 9902-5:2001) "Шум машин. Машины текстильные. Испытания на шум. Часть 5. Оборудование приготовительное ткацкого и трикотажного производства"	01.12.2011
20	ГОСТ Р 52990.6-2010 (ISO 9902-6:2001) "Шум машин. Машины текстильные. Испытания на шум. Часть 6. Станки ткацкие"	01.12.2011
21	ГОСТ Р 52990.7-2010 (ISO 9902-7:2001) "Шум машин. Машины текстильные. Испытания на шум. Часть 7. Машины и	01.12.2011
22	ГОСТ Р 54061-2010 (ISO 3095:2005) "Подвижной состав. Акустика. Измерение внешнего шума"	01.12.2011
23	ГОСТ Р 54092-2010 "Железнодорожный специальный подвижной состав. Внешний шум. Нормы и методы определения"	01.06.2011

Стандарты на измерение характеристик строительных материалов		
24	ГОСТ Р 53376-2009 (EN ISO 354-2003) "Материалы звукопоглощающие. Метод измерения звукопоглощения в реверберационной камере"	01.03.2010
25	ГОСТ Р 53377-2009 (EN ISO 11654-1997) "Материалы звукопоглощающие, применяемые в зданиях. Оценка звукопоглощения"	01.03.2010
Стандарты на средства измерений		
26	ГОСТ Р 53188.1-2008 (IEC 61672-1(2002)) "Шумомеры. Часть 1. Технические требования"	01.12.2009
27	ГОСТ Р 53566-2009 (IEC 60268-4(2004)) "Микрофоны. Общие технические условия"	01.12.2010
28	ГОСТ Р 53576-2009 (IEC 60268-4(2004)) "Микрофоны. Методы измерения электроакустических параметров"	01.12.2010
29	ГОСТ Р МЭК 60942-2009 "Калибраторы акустические. Технические требования и требования к испытаниям"	01.01.2011

2.1. ГОСТ 53187

До введения ГОСТ 53187 система шумового мониторинга городских территорий в Российской Федерации отсутствовала. Вместе с тем данные о шуме в городах свидетельствуют о том, что необходимость систематического и упорядоченного проведения таких исследований назрела.

В стандарте определены основные понятия и величины, применяемые при мониторинге шума, установлены показатели и правила проведения шумового мониторинга. Кроме того, стандарт содержит указания по составлению оперативных шумовых карт городских территорий.

Понятие шумового мониторинга введено как комплексная система наблюдения за шумом в окружающей среде, оценки и прогноза изменения шумового состояния окружающей среды в связи с хозяйственной деятельностью человека. Данное определение позволяет осуществлять шумовой мониторинг с использованием методов расчета. Включение методов расчета в систему наблюдений за шумом дает возможность проводить мониторинг больших городских территорий в обозримые промежутки времени, что было бы практически невозможно при ограничении мониторинга только долгосрочными измерениями шума в необходимом для составления шумовых карт репрезентативном числе точек. Вместе с тем в стандарте подчеркивается необходимость проведения измерений при проверке результатов расчета для составления оперативных шумовых карт, разработке планов мероприятий по снижению шума, а также оценке эффективности их выполнения.

Выделены два вида мониторинга:

– мониторинг общего шума, т.е. комплексного воздействия шума различного происхождения;

– мониторинг отдельных источников шума.

Первый вид выполняется с целью исключения, предупреждения или снижения вредного воздействия шума на человека и окружающую среду. Мониторинг

отдельных источников шума проводится для аналитической оценки обстановки, выявления тенденций и динамики развития ситуации с целью обосновании мероприятий по защите населения города от шума. Его выполняют в местах, где действует отдельный вид источника шума или шум источника определенного вида заметно (на 10 дБ и более) превышает шум, создаваемый остальными источниками.

Характеристиками шума для целей мониторинга являются оценочные уровни звука $A\,L^k_{RA}$, $L^k_{RA\max}$, определяемые по измеренным или рассчитанным значениям эквивалентного и максимального уровней звука A с учетом коррекции на происхождение шума и характер источника шума. Значения оценочных уровней определяют на опорных интервалах T_k, соответствующих дневному, вечернему и ночному времени оценки шума по формуле

$$L^k_{RA} = 10\lg\left(\frac{1}{T_k}\sum_i\sum_j T_{ij}10^{\left(L^k_{Aeqj,Tij}+K_{ij}\right)/10}\right),\ k = d,\ e,\ n. \qquad (1)$$

где $L^k_{Aeqj,T_{ij}}$ – эквивалентные уровни звука A, измеренные или рассчитанные при работе j-го источника шума в течение временного интервала T_{ij}, дБA; T_{ij} – время работы j-го источника шума соответственно в дневной (T_k=T_d= 16- e, ч), вечерний (T_k=T_e= e, ч) и ночной (T_k=T_e= 8, ч) периоды времени, ч; K_{ij} – коррекция для j-го источника шума (вида шума), дБA, принимаемая по табл. 1 в зависимости от происхождения и характера источника шума.

Вечернее время введено в соответствии с рекомендацией европейской директивы по шуму [10] продолжительностью e=2 – 4 ч и принимается решением местных компетентных органов соответственно с 21 до 23 ч, с 20 до 23 ч или с 19 до 23 ч.

Таблица 2

Типичные коррекции для категории источников шума

Параметр, принимаемый во внимание	Категория источника шума	Коррекция, дБ
Происхождение шума	Автодорожный	0
	Воздушный	3
	Железнодорожный*)	-3
	Промышленный	0
Характер источника шума	С импульсным шумом	5
	С преобладанием тонов	5
Период времени	Вечер	5
	Ночь	10
*) Коррекции для железнодорожного шума не применяются в случае длинных дизельных поездов или поездов, идущих со скоростью выше 250 км/ч.		

Для шума с преобладанием тонов, а также для импульсного шума значения коррекций приняты в соответствии с поправками, установленными в СН

2.2.4/2.1.8.562 [6]. Для учета происхождения шума использованы минимальные значения коррекций по ГОСТ 31296.1 [11], которые соответствуют кривым доза-реакция на авиационный, железнодорожный и автодорожный шумы, предложенным в работе [12] в результате анализа экспериментальных данных по раздражающему воздействию источников транспортного шума в странах Европы и Америки.

Основным показателем шума при мониторинге является комбинированный суточный оценочный уровень звука *A* L_{RA}^{den} , значения которого вычисляют по значениям показателей L_{RA}^{d} , L_{RA}^{e} , и L_{RA}^{n} по формуле

$$L_{RA}^{den} = 10\lg\left[\frac{16-e}{24}\cdot 10^{L_{RA}^{d}/10} + \frac{e}{24}\cdot 10^{\left(L_{RA}^{e}+K_{e}\right)/10} + \frac{8}{24}\cdot 10^{\left(L_{RA}^{n}+K_{n}\right)/10}\right], \qquad (2)$$

где K_e и K_n – коррекции на вечерние и ночные часы, дБ*A*, принимаемые по табл. 1.

Для оценки тонального шума и шума с превалированием низких частот наряду с уровнями звука *A* должны быть определены также соответствующие оценочные уровни звукового давления L_R^k в октавных полосах частот, в которых сосредоточена основная энергия данных видов шума.

Значения показателей шума определяют на опорном временном интервале (часть дня, день, неделя) и долгосрочном временном интервале (квартал, полугодие, год).

Измерения проводят в местах нормирования шума в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562 [6] не менее, чем в трех точках, располагаемых на расстоянии 2 м от наружных ограждающих конструкций зданий или на ближайшей к источнику шума границе площадок. Для составления карты шума плотность измерительных точек принимают из условия, чтобы разность измеряемых величин в соседних точках не превышала 5 дБ*A* (дБ). Высоту микрофона выбирают для одноэтажных зданий и площадок отдыха (1,2 ± 0,1) м или (1,5 ± 0,1) м, в остальных случаях – (4 ± 0,5) м.

Измеряемыми параметрами шума являются эквивалентный уровень звука *A* $L_{Aэкв}$ и максимальный уровень звука *A* $L_{Aмакс}$. Для тонального шума дополнительно измеряют эквивалентный уровень звукового давления $L_{экв}$ в октавных полосах, содержащих выраженные тональные составляющие, для шума с превалированием низких частот – в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5, 63 и 125 Гц. Для учета шума регулярно повторяющихся единичных звуковых событий (проезд поезда, пролет самолета и пр.) может быть измерен уровень звукового воздействия L_{AE} (L_E) события и рассчитан эквивалентный уровень.

Рекомендуется проводить измерения непрерывно в течение суток с сохранением результатов в памяти прибора или посредством дистанционной переда-

чи данных для записи их на компьютер и использованием специальной системы мониторинга шума. Обработка полученных временных историй позволяет получить эквивалентные уровни, характеризующие шум в исследуемой точке за установленные опорные интервалы: в течение суток (день, вечер, ночь), за неделю, – и обоснованно определить минимальные временные отрезки, в течение которых можно проводить повторные дискретные измерения.

Энергетическим усреднением уровней определяют показатели шума на долгосрочных (три месяца, полгода, год) временных интервалах.

Для оценки шума вводят понятие предельных значений показателей шума как значений, превышение которых требует применения мер по снижению шума. Предельные значения суточных, дневных и ночных показателей для общего шума и отдельных категорий источников шума принимают равными допустимым уровням по СН 2.2.4/2.1.8.562 [6] для дня и ночи соответственно. Предельные значения вечерних показателей шума принимают равными допустимым уровням по [6] для дня, уменьшенным на 5 дБ*А* (дБ). Для авиационного шума на территориях, на которые распространяется действие ГОСТ 22283 [8] (вновь проектируемые территории жилой застройки вблизи аэропортов, существующие территории жилой застройки вблизи вновь проектируемых аэропортов), допускается принимать допустимые уровни, установленные этим стандартом (на 5,10 дБА большие для L_{RA} и на 10, 15 дБА большие для L_{RAmax}).

По средним за год значениям суточных и ночных, а при необходимости также дневных и вечерних показателей шума в измерительных точках и их предельным величинам составляют оперативные шумовые карты территории города. Для этого на планировочную подоснову территории с нанесенными на нее транспортными магистралями, жилыми и прочими объектами наносят с шагом в 5 дБ*А* (5 дБ) контуры равных значений показателя шума. На полученные таким образом схемы на каждом участке территории наносят контуры уровней, соответствующих предельным значениям рассматриваемого показателя шума и выделяют зоны акустического дискомфорта с указанием в их пределах данных по числу людей или жилых единиц, подверженных воздействию шума.

2.2. ГОСТ Р 53695-2009

Необходимость разработки стандарта определяется в первую очередь тем, что шум от строительства в жилой застройке характеризуется высокими уровнями звука, достигающими от 75 до 90 дБ*А* [13]. Вместе с тем весьма затруднительно, а часто невозможно, снизить шум на этапе активной фазы строительства. Поэтому мероприятия по снижению шума строительных площадок необходимо предусматривать на стадии проектирования. Для этого необходимо иметь возможность оценивать ожидаемые уровни шума в жилой застройке от проектируемой строительной площадки .

Выполненные НИПИ ТРТИ и БГТУ «ВОЕНМЕХ» эксперименты по оценке уровней шума от строительных машин и от строительных площадок в целом,

показали, что затухание звука в реальных условиях от отдельных машин составляет 5-6 дБ*А* при удвоении расстояния, а от строительных площадок – всего 3-4 дБ*А* [13]. Для учета указанной специфики в работе [14] предложено рассматривать строительную площадку как суммарный источник звука, аппроксимируемый источником цилиндрических волн на расстояниях, сравнимых с размерами стройплощадки, и источником сферических волн на больших расстояниях. Поле такого источника соответствует полю линейного источника конечной длины с равномерным распределением некогерентных точечных излучателей и ослабление уровня звука с расстоянием описывается зависимостью $10\lg\{(arctg[L/2R])/(LR)\}$, где L – длина стороны строительной площадки, напротив которой расположена расчетная точка, R – удаление расчетной точки от границы строительной площадки [14]. Отмеченное обстоятельство не позволяет использовать ГОСТ 31325 [15] для оценки шума от строительных площадок и приводит к необходимости разработки специального стандарта.

В стандарте введено понятие строительной площадки как особой территории, имеющей четкие границы, на которой производятся строительные работы и располагаются машины, механизмы и установки, излучающие шум в окружающую среду. Установлены шумовые характеристики строительной площадки и метод их определения. Под границей стройплощадки понимают специально выполненное ограждение, расположенное на плоскости, или краю эстакады, насыпи, выемки.

В качестве шумовой характеристики стройплощадки приняты средние эквивалентные уровни звука A излучения, $\overline{L}_{Aeqj}$, и максимальные уровни звука A, $L_{A\max j}$, по сторонам стройплощадки, определяемые по измерениям соответствующих уровней звука A в точках измерения, расположенных на расстоянии 15 м от границ стройплощадки. При этом индекс j в обозначении шумовых характеристик соответствует порядковому номеру стороны стройплощадки: j = 1,2,3,4. Выбор таких шумовых характеристик позволяет рассчитать уровни шума, создаваемые стройплощадкой на селитебных территориях, расположенных на разных сторонах площадки и сопоставить их с допустимыми уровнями, установленными действующими санитарными нормами [6].

Шумовые характеристики строительных площадок определяют для каждого характерного режима (технологического цикла) выполняемых работ, для которых эквивалентные уровни звука различаются на величину неопределенности измерений. В техническую документацию строительной площадки вносят результаты измерений с учетом неопределенности измерений для каждой из четырех сторон стройплощадки.

Установленный стандартом метод определения шумовых характеристик учитывает характерные режимы работы стройплощадок, их расположение в пространстве, акустические условия испытаний и особенности ландшафта.

Точки измерений располагают вне стройплощадки равномерно вдоль каждой ее стороны на расстоянии 15 м от границы стройплощадки, на высоте (1,2 ± 0,1) м от уровня земли. Вдоль каждой стороны стройплощадки должно быть не менее трех точек измерений. При этом если разность эквивалентных уровней

звука в соседних точках вдоль одной стороны превышает 5 дБ*А*, необходимо ввести промежуточные точки. Если стройплощадка располагается на насыпи или эстакаде, то точки измерений располагают на расстоянии 15 м от основания насыпи (эстакады), при расположении стройплощадки в выемке – в 15 м от верхнего края выемки.

По результатам измерений для каждой стороны стройплощадки рассчитывают средние (по энергии) эквивалентные уровни звука $\overline{L}'_{Aeqj}$. При необходимости учитывают коррекцию K_{1Aj} на фоновый шум и – коррекцию K_{2Aj} на акустические условия. Коррекцию $\boldsymbol{K}_{2Aj}$ на акустические условия определяют с помощью специального метода, использующего образцовый источник шума, откалиброванный в свободном звуковом поле над отражающей плоскостью.

Максимальный уровень звука $L_{A\max j}$ на *j*-й стороне стройплощадки определяют как наибольший из максимальных уровней звука, зарегистрированных в точках измерения вдоль *j*-й стороны стройплощадки

В техническую документацию на стройплощадку вносят заявленные значения L^r_{Aeqj} и $L^r_{A\max j}$ шумовых характеристик, определенные как средние по сериям из n_j измерений, выполненных на каждой стороне стройплощадки, с учетом неопределенности измерений.

Общую неопределенность измерений определяют для каждой стороны стройплощадки как суммарную неопределенность, обусловленную применяемой измерительной аппаратурой, и неопределенность, связанную с процедурой и условиями измерений. Первую для интегрирующих-усредняющих шумомеров 1 класса, рекомендованных для применения в стандарте принимают, в соответствии с ГОСТ 31296.2 [17] равной 1 дБ*А*. Вторая рассчитывается по результатам измерений для доверительной вероятности 0,95.

В стандарте установлено правило определения степени точности примененного метода определения шумовых характеристик стройплощадки в зависимости от значений критерия для фонового шума ΔL_{Aj}, коррекции на фоновый шум K_{1Aj} и коррекции на акустические условия K_{2Aj} в соответствии с табл. 3.

Таблица 3

Степень точности метода измерений

Критерий фонового шума ΔL_{Aj}, дБ*А*	**Коррекция на фоновый шум K_{1Aj}, дБ*А***	**Коррекция на акустические условия K_{2Aj}, дБ*А***	**Неопределенность измерений u_j, дБ*А***	**Степень точности метода**
≥ 6	≤ 1,3	≤ 2	≤3	2 (технический)
≥ 3	≤ 3	≤ 7	Более 3, но ≤ 8	3 (ориентировочный)

В расчетах шума от стройплощадок рекомендуется использовать шумовые характеристики определенные техническим методом.

В заключение в стандарте установлены требования к протоколу испытаний. Указано, что он должен содержать результаты испытаний для каждого вида работ и технологической операции, для которых эквивалентные уровни звука различаются на верхнюю границу неопределенности измерений, приведенную в табл. 3 в соответствии со степенью точности примененного при испытаниях метода определения шумовых характеристик.

Литература

1. ГОСТ 27409-97. Шум. Нормирование шумовых характеристик стационарного оборудования. Основные положения.
2. ГОСТ 30530-97. Шум. Методы расчета предельно допустимых шумовых характеристик стационарных машин.
3. ГОСТ 30691-2001 (ИСО 4871-96). Шум машин. Заявление и контроль значений шумовых характеристик.
4. EEC, 1989b. Council Directive 89/392/EEC of 14 June 1989 on the approximation of the laws of the Member States relating to machinery // O.J. of the European Communities, L183, 29 June 1989
5. ГОСТ 12.1.012–2004 Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования.
6. 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. – М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997
7. И.Е. Цукерников, И.Л. Шубин. Шумовой мониторинг городских территорий. Academia. Архитектура и строительство. М. НИИСФ РААСН, 2009, №5, с.94-100.
8. И.Е. Цукерников, И.Л. Шубин, Н.И. Иванов, Н.Н. Минина. Шумовые характеристики строительных площадок и метод их определения. Academia. Архитектура и строительство. М.: НИИСФ РААСН, 2010, №3, с. 140-144.
9. Цукерников И.Е., Шубин И.Л. Определение коррекции на акустические условия и неопределенности измерения шумовых характеристик строительных площадок. Материалы Междунар. науч.- практич. конф. «Энергосбережение и экология в строительстве и ЖКХ, транспортная и промышленная экология». М.: НИИСФ РААСН, 2010, с. 286-291.
10. DIRECTIVE 2002/49/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 25 June 2002 relating to the assessment and management of environmental noise. OJ L 189, 18.7.2002.- P.12-25.
11. ГОСТ 31296.1-2005 (ИСО 1996-1:2003). Шум. Описание, измерение и оценка окружающего шума. Часть 1. Основные величины и процедуры оценки.
12. Miedema H.M.E., Vos H. Exposure-response relationships for transportation noise. J. Acoust. Soc. Am., 104(6), 1998, pp. 3432-3445.

13. Минина Н.Н. Снижение шума в строительстве. Сб. докладов Научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», под ред. Н.И. Иванова, К.Б. Фридмана, Балтийский гос.техн. ун-т, СПб, 2006, с. 225-234.
14. Иванов Н.И., Минина Н.Н., Тюрина Н.В. Расчет и мероприятия по снижению строительного шума. Специальный выпуск "ELPIT-2005", Том 2. Известия Самарского научного центра Российской Академии наук, сентябрь 2005, с. 34-38
15. Handbook of noise and vibration control/ Edited by Malcolm J. Crocker. John Wiley & Sons Inc., Hoboken, New Jersey, USA, 2007, Chapter 5.
16. ГОСТ 31325-2006 (ИСО 4872:1978) Шум. Измерение шума строительного оборудования, работающего под открытым небом. Метод установления соответствия нормам шума.
17. ГОСТ 31296.2-2006 (ИСО 1996-1:2003). Шум. Описание, измерение и оценка окружающего шума. Часть 2. Определение уровней звукового давления.

АКТУАЛИЗИРОВАННЫЙ СНИП 23-03-2003 «ЗАЩИТА ОТ ШУМА»

Шубин И.Л.
НИИСФ РААСН, Москва Россия

Во второй половине 2010 г. в соответствии с принципами стандартизации в Российской Федерации, установленными Федеральным законом от 27.12.2002 г за №184-ФЗ и правилами разработки нормативной документации в строительстве, утвержденными постановлением Правительства РФ от 19.11.2008 г. №858 «О порядке разработки и утверждения сводов правил»

НИИСФ РААСН приступил к разработке актуализированной редакции СНиП 23-03-2003 «Защита от шума».

После установленной процедуры новый документ был разработан и утвержден приказом Министерства регионального развития РФ 28 декабря 2010 г. № 825 и введен в действие с 20 мая 2011 г. В соответствии со структурой нормативных документов, действующей на территории РФ, новый документ носит название Свод правил СП 51.13330.2011 «Защита от шума». Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. Данный документ зарегистрирован Федеральным агентством по техническому регулированию и метрологии (Росстандарт) (рис. 1).

Нужно отметить, что целью переработки данного документа явилось не только его актуализация, но и гармонизация с международными нормативными документами. В частности новый документ гармонизирован с ISO 717 (1,2,3) Акустика «Оценка звукоизоляции в зданиях», ISO -140 Акустика. «Измерения звукоизоляции в зданиях», ISO-4871-96 –Шум машин. «Заявления и контроль шумовых характеристик», ISO -9613-1996 –Шум. «Затухание звука на местности», ISO-8297-1994 «Технический метод определения звуковой мощности промпредприятий».

Кроме того актуализированный СНиП учитывает новые ГОСТ РФ. Так, например, ГОСТ Р 53187-2008 «Акустика. Шумовой мониторинг территорий» и ГОСТ Р 53695-2009 «Шум. Метод определения шумовых характеристик строительных площадок».

Структура документа несколько отличается от предыдущего СНиП 23-03-2003 новыми разделами. Ряд разделов получили новые названия и новые положения. В общем виде 8 разделов были подвержены изменениям и дополнениям, а именно:

- ☐ Раздел 2. Нормативные ссылки
- ☐ Раздел 4. Общие положения
- ☐ Раздел 6. Нормы допустимого шума
- ☐ Раздел 7. Определение уровней звукового давления в расчетных точках
- ☐ Раздел 9. Звукоизоляция ограждающих конструкций
- ☐ Изоляция ударного шума
- ☐ Раздел 11. Системы вентиляции
- ☐ Раздел 12. Селитебные территории городов и населенных пунктов
- ☐ Раздел 13. Акустика помещений

При актуализации СНИП (далее – АСНиП) предполагалось, что в этот документ войдут только нормативные требования и правила использования основных акустических характеристик. Расчетные формулы должны будут издаваться отдельным документом, наподобие СП 23-103-2003 «Свод правил по расчету и проектированию звукоизоляции ограждающих конструкций». Такие же документы должны быть выпущены по расчету шума систем вентиляции, защите от транспортного шума, акустике помещений. Кроме того, мы придерживались того факта, что нормы допустимого шума, хотя и нуждаются в значительной корректировке, то в СНИПе мы не вправе были изменять их, т.к. для этого была необходима совместная работа с Минздравом. Тем не менее, нами были сделаны два исключения из этого правила:

1) Исключены ошибки по нормированию операционных медицинских учреждений в дневное и ночное время суток;

2) Включено примечание исключающее ужесточение норм по вентиляции в ночное время в жилых помещениях и номерах гостиниц. Собственно говоря, это примечание было и в старом СНИПе, но касалось только жилых помещений, теперь это распространено и на номера гостиниц. Следует отметить, что эта поправка в свое время была согласована с органами Роспотребнадзора г. Москвы. В регионах она зачастую являлась предметом споров.

Достаточно серьезно переработаны требования по звукоизоляции ограждающих конструкций. По существу в СНиПе 23-03-2003 была сделана уступка строительной индустрии, легализовав применение в крупнопанельном домостроении межквартирных ограждений из панелей толщиной 140 мм. Для этого были введены категории зданий А, Б и В. В зданиях категории В индекс изоляции воздушного шума был снижен до R_w= 50 дБ. На практике инвесторы и проектировщики на начальной стадии строительства не задавались вопросом категории зданий. Из всех существующих российских нормативных документов категории были введены только в СНиПе «Защита от шума». Поэтому узаконенной нормой стал индекс R_w= 50 дБ. Однако качество строительства в РФ остается крайне низким, в связи с чем индекс R_w= 50 дБ не всегда выдерживается. Только это объясняет тот факт, что число жалоб на низкую звукоизоляцию резко возросло.

НИИСФ совместно с ЦНИИЭП жилища и МНИИТЭП еще в 70-е годы проводил социальный опрос населения, который показал, что принятый порог нормального проживания равный 30% пассивных жалоб от числа опрашивае-

мых соответствует для межквартирных стен с индексом в Rw=52 дБ, а для перекрытий 53 дБ. Такие же данные были получены и в европейских странах, где была принята норма в 52 дБ, исключение составляют Скандинавские страны и Германия – в качестве минимального индекса звукоизоляции принято значение 53 дБ. В Восточно-европейских странах, в том числе и в СССР, в качестве нормативной величины принят индекс в 51дБ.

Переход на нормативную величину в 52 дБ позволит значительно улучшить условия проживания населения. Этот переход является достаточно сложной задачей. Нормативным требованиям в настоящее время отвечают ограждения в зданиях, построенных в сейсмических районах и северных сериях, где необходима была повышенная прочность конструкций. Сегодня эту задачу вполне реально выполнить, однако это приведет к некоторому удорожанию себестоимости строительства (не более 1%).

Что касается изоляции ударного шума, то практика показала, что при обеспечении изоляции ударного шума в L_{nw}= 60дБ жалоб на недостаточную звукоизоляцию не возникает. Это частично обусловлено тем фактом, что применяемый раннее в строительстве линолеум на теплозвукоизоляционной подоснове в процессе эксплуатации резко снижал свои изоляционные качества и потому в нормативные требования был введен запас в 3дБ по индексу. В настоящее время применяются линолеумы на вспененной подоснове или плавающие полы и при обеспечении упомянутого индекса, изоляционные качества перекрытий вполне удовлетворяют потребностям населения.

Достаточно существенно в рассматриваемом документе изменены требования к ограждениям между жилыми помещениями и встроенными в первые этажи помещениями различных предприятий. Для этого в АСНиП прописано правило, что в случае если во встроенных помещениях будут предусмотрены помещения для дискотек или иные источники шума с высокими уровнями шума, то следует выполнять соответствующие акустические расчеты. При применении фоновой музыки и в других случаях, нормы снижены с Rw = 60 дБ до Rw = 57 дБ. Аналогичные нормы прописаны и для стен между магазинами, ресторанами и жилыми помещениями. Указанный индекс позволяет применить широкий выбор ограждающих конструкций, обеспечивающих данную звукоизоляцию, при этом не вызывая дополнительных жалоб на изоляцию воздушного шума.

Особое внимание уделено в документе на изоляцию от ударного шума. Весь вопрос заключается в том, что в случае встраивания в первые этажи продовольственных магазинов прилавки с компрессорами, холодильники и холодильные камеры работают круглосуточно, и необходимо принять меры по виброизоляции технологического оборудования. В связи с этим в АСНиП предусмотрены нормы при передаче ударного шума снизу-вверх. Ранее такие нормы были установлены, однако в АСНиП нормативные требования уточнены с учетом их использования на практике и значительно расширены. Этот параметр весьма важен, т.к. практика показывает, что при встраивании различных предприятий или производств в жилые здания на виброизоляцию не обращают должного внимания.

В новом документе установлены индексы изоляции ударного шума при передаче снизу-вверх для продовольственных магазинов, ресторанов и кафе индекс изоляции ударного шума L_{nw}= 38дБ и L_{nw}=43дБ для всех остальных встроенных предприятий. Откорректированы соответственно индексы изоляции ударного шума при передаче шума снизу-вверх и для ограждений между офисами и жильем, для помещений гостиниц и общежитий.

Полностью приведены в соответствие с международными нормами требования по звукоизоляции стен и перекрытий гостиниц различной категории. Так индекс изоляции стен для 5-ти звездочной категории установлен в 53дБ. Такие высокие требования обусловлены тем обстоятельством, что санузлы и ванные комнаты между номерами являются, как правило, смежными и могут нарушать акустический режим в ночное время. Кроме того они гармонизированы с международными стандартами.

В АСНиП также устранены некоторые неточности, а также подсказанные практикой значения индексов изоляции воздушного шума для офисных помещений. Так введено разделение требований на ограждения между офисными помещениями одной и той же фирмы (индекс изоляции снижен с 48 до 45 дБ) и между офисными помещениями разных организаций. Снижение индекса с 48 до 45 дБ на практике означает достаточность применения, например, кирпичной кладки в пол кирпича или применение многослойной перегородки с минплитой и одним слоем гипсокартонных листов с каждой стороны.

Введены нормативные индексы для новых сочетаний помещений (например, к перегородкам между магазинами и жилыми помещениями, требования к изоляции ударного шума между жилыми помещениями и офисами и ряд других).

При строительстве общественных зданий в качестве внутренних ограждений применяются многослойные легкие конструкции с высокой звукоизоляцией. Фирмы, выпускающие и монтирующие эти конструкции, испытывают их в лабораторных условиях и на эти конструкции, имеются сертификаты, где указаны индексы звукоизоляции. Однако в натурных условиях применяемые конструкции зачастую не отвечают своим качествам. В основном это происходит по двум причинам: из-за косвенной передачи в натурных условиях и из-за качества монтажа и заделки. Не секрет, что при сертифицировании продукции монтаж и заделка конструкции производится особенно тщательно в реверберационных камерах при полном отсутствии косвенной передачи шума. В связи с этим в АСНиП введена таблица, которая в зависимости от абсолютной величины звукоизоляции конструкций учитывает реальное снижение индекса в натурных условиях. Эта таблица является весьма важной для обеспечения требований норм в реальных условиях. Кроме того она позволяет сгладить обычно возникающие разногласия между проектировщиками и заказчиками объекта.

В новый документ введен большой раздел по правилам проектирования вентсистем. Здесь не приводятся расчетные формулы, которые предположительно будут включены в отдельный документ, но в этом разделе регламентируется выбор характеристик, правила проектирования, применение глушителей,

принципы выбора оборудования и т.д. Предписано, какие характеристики необходимо учитывать при расчетах шума вентиляционных систем.

Включен также большой раздел по правилам проектирования залов учебных и других помещений, в которых есть необходимость обеспечения акустического режима для нормального функционирования помещения. Приводятся правила по выбору удельного воздушного объема на одно зрительское место в залах различного назначения, а также введены требования по максимальной длине залов. Для качественного звучания определены основные соотношения линейных размеров зала и дан график для выбора оптимального времени реверберации в зависимости от объема и назначения помещений. Даны рекомендации по выбору формы залов.

Актуализированный СНиП «Защита от шума» является обязательным к применению нормативным документом в развитие технического регламента о безопасности зданий и сооружений. Планируется в ближайшее время сформировать структуру добровольных к применению сводов правил в развитие актуализированного СНиП и начать их подготовку. Окончательная работа по ним будет закончена в 2015 году.

СНИЖЕНИЕ ШУМА В ЖИЛОЙ И ОБЩЕСТВЕННОЙ ЗАСТРОЙКЕ В ПРАКТИКЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ГОРОДСКИХ ОБЪЕКТОВ МОСКВЫ

Кирюшина Н.К. [1], *Степанов В.Н.* [2]
ГУП «НИ и ПИ Генплана Москвы», Москва, РФ (1),
ОАО «Мосинжпроект», Москва, РФ (2)

Одним из важных факторов, определяющим качество жизни в современном городе является акустическое состояние окружающей среды. В настоящее время городской шум является серьезной гигиенической, социальной и экономической проблемой.

К настоящему времени в Российской Федерации создана законодательная база, устанавливающая требования к обеспечению нормативных санитарно-гигиенических уровней звука на территории и в помещениях различного функционального назначения. Многолетние исследования, которые проводились научно-исследовательскими организациями страны, связанные с разработкой методов определения шумовых характеристик основных городских источников, изучением закономерностей снижения шума элементами городской среды, разработкой на основе этих закономерностей методов расчета уровней шума на территориях и в помещениях городской застройки, позволили в основном сформировать методическую базу для решения проблемы снижения шума. Однако к настоящему времени города мало продвинулись в ее практической реализации. Для городов Российской Федерации, несмотря на достаточную изученность состояния акустического режима, можно привести лишь немногочисленные примеры реализации градостроительных и технических решений, способствующих созданию благоприятных акустических условий проживания. При этом в проектной документации содержался перечень мероприятий, которые должны быть реализованы для обеспечения нормативных уровней звука. Однако средства на реализацию предлагаемых мероприятий практически не выделялись.

В Москве за последние 20 лет в четыре раза вырос уровень автомобилизации, и, вследствие этого, существенно увеличилась интенсивность движения автотранспортных потоков, которая к существующему периоду на магистральной сети города составляет от 4 до 12 тыс. автомобилей в час.

Если применить в качестве показателя, характеризующего шумовое загрязнение городской среды, долю городского населения, проживающего в условиях превышения нормативных уровней звука, то для текущего периода она

составляет около 40%. Превышение нормативных уровней звука на территории и в помещениях застройки составляет 15-23 дБА. Эти показатели были получены на основе анализа результатов оценки акустического режима в составе проектов планировки жилых территорий Москвы. Потоки транспорта, проходящие по улично-дорожной сети города, объекты внешнего транспорта в Москве являются основными источниками шума, которые, в отсутствии мероприятий по шумозащите, имеют тенденцию к увеличению своего влияния на уровень шумового загрязнения города. В Москве за последние 20 лет в четыре раза вырос уровень автомобилизации, и, вследствие этого, существенно увеличилась интенсивность движения автотранспортных потоков, которая к существующему периоду на магистральной сети города составляет от 4 до 12 тыс. автомобилей в час. Необходимость в строительстве новых транспортных магистралей, развитие новых скоростных видов общественного транспорта в отсутствие мероприятий по шумозащите может привести к увеличению указанного показателя шумового загрязнения до 65 %.

Специалисты, работающие в области территориального планирования, транспортного строительства, снижения шума в жилой застройке, отмечают, что в Москве практическая реализация мероприятий, направленных на решение проблемы снижения уровней шума от городских источников, начала впервые успешно реализоваться при реконструкции Московской кольцевой автодороги. Характер шумозащитных мероприятий, предусмотренных в составе проекта реконструкции, был увязан с предусматриваемым размещением объектов транспортной инфраструктуры вдоль МКАД. К сожалению, последующее использование территорий, прилегающих к МКАД, в значительной степени было изменено по сравнению с принятыми проектными решениями. Вдоль МКАД в основном предусматривалось размещение объектов транспортной инфраструктуры. И сами по себе эти объекты служили дополнительным средством, снижающим шум для многоэтажной застройки города Москвы, расположенной на расстоянии 180-200 м от МКАД. Экраны, построенные вдоль МКАД, были предусмотрены для защиты от шума малоэтажной жилой застройки, расположенной со стороны Московской области. Измеренная акустическая эффективность экранов, расположенных вдоль кольцевой дороги, сравнительно невысока и составляет 5-14 дБА на уровне поверхности земли. Затраты на реализацию шумозащитных мероприятий были впервые предусмотрены в смете затрат на реконструкцию автодороги.

Далее массовое применение щумозащитных мероприятий в городе Москве было предпринято при проектировании и строительстве 3-го транспортного кольца. На первом южном участке кольца эффективность мероприятий по защите от шума ограничивалась тем, что она исключала дополнительное акустическое влияние от новой автодороги на застройку, прилегающую к участкам магистрали. Этот принцип был принят при защите от шума застройки, расположенной на участке от Кутузовского проспекта до улицы Вавилова. Такое решение было связано с тем, что в начале была сделана попытка решить проблему снижения шума в пределах красных линий магистрали, отведенных под

строительство магистралей путем строительства придорожных щумозащитных сооружений. Кроме того, на период начала строительства 3-го кольца на первом участке, максимальная звукоизоляция окон в режиме проветривания составляла не более 25 дБА, что не позволяло достичь нормативных уровней звука в помещениях, ориентированных на магистраль, там, где застройка расположена на расстоянии 10-15 м от проезжей части 3-го транспортного кольца. В процессе решения вопросов защиты застройки от шума придорожными экранами были определены условия их последующей эксплуатации, и, в частности, очистка экранов от дорожной грязи. Условия механической очистки с помощью специальных машин определили максимальную высоту придорожных экранов, которая в условиях города Москвы составила 6 м. Экраны, расположенные в пределах городской застройки, в основном являются светопрозрачными.

Далее условием реализации проектов строительства стало обеспечение нормативных требований к допустимым уровням звука в застройке вдоль магистрали, с учетом размещения больниц, школ зон отдыха и спорта. Это вызвало необходимость разрабатывать более сложные конструкции шумозащитных сооружений или принятия комплексных градостроительных решений. Так при достижении нормативных уровней шума на участке пересечения МК МЖД и Звенигородского проспекта было принято решение о перепрофилировании жилых домов с переселением жителей в новые квартиры в других районах города. Освободившиеся дома было предложено использовать для размещения объектов офисного и административного назначения. При этом для обеспечения нормативных требований к допустимым уровням звука в домах, предназначенных под иное функциональное использование, на эстакаде, по которой проходит Звенигородский проспект над МК МЖД, для дополнительного снижения уровня шума предусмотрена установка шумозащитных экранов. На участке 3-го кольца, проходящем вдоль улицы Подвойского для защиты от шума 5-этажной жилой застройки был выстроен 7-эт. гараж, снижающий в указанной застройке шум от 3-го кольца и Смоленского направления МЖД до нормативных уровней. Строительство гаража позволило также решить проблему хранения автомобилей для жителей кварталов, защищаемых от шума. В 12-этажных жилых домах, для верхних этажей которых акустическая эффективность гаража оказалась недостаточной, для снижения шума до нормативных показателей выше 8-го этажа была выполнена замена существующих окон на окна со звукоизоляцией, обеспечивающей выполнение нормативных требований к величине уровней звука. Такое же решение, включающее строительство шумозащитного экрана и строительство зданий с окнами, имеющими звукоизоляцию 25 дБА, обеспечивает суммарное снижение шума в квартирах до 35 дБА. На восточном участке 4-го кольца в качестве многоцелевого мероприятия предусматривается строительство над проезжей частью магистрали шестиэтажного гаража. При этом на территории появляется источник постоянного шума – система вентиляции гаража и тоннеля, по которому проходит транспортный поток. Для снижения указанного шума разработана система мер, направленная на шумоглушение вентиляционных установок рассматриваемых сооружений в составе проектов

на их строительство. Вместе с тем на рынке строительных конструкций появились фирмы, массово выпускающие окна со звукоизоляцией 30-35 дБА. При строительстве Звенигородского проспекта были использованы окна с уровнем звукоизоляции до 35 дБА. Необходимость выполнения расчетов с достаточной степенью точности, а также повсеместное внедрение автоматизированных методов проектирования потребовало разработки автоматизированных методов акустической оценки принимаемых проектных решений с графическим представлением результатов расчета. Для подтверждения проектной эффективности, мероприятий заказчиками на проектирование и строительство магистралей силами специализированных организаций выполнялись натурные измерения на местности. Как правило, результаты измерений подтверждают расчетную эффективность мероприятий подтверждая расчетные методы. В месте с тем существуют расхождения в расчетных и натурных показателях при оценке эффективности снижения шума при прохождении магистралей по эстакаде. Учитывая, что такое решение при современном строительстве магистралей в городе встречается часто, необходимо уточнить методы расчета распространения шума при их прохождении на мостах и эстакадах.

В некоторых ситуациях оказалось, что расчетная эффективность мер по прошествии 5-8 лет эксплуатации оказалась существенно ниже, что связано с расхождением прежде спрогнозированных показателей интенсивности транспортных потоков с фактическими показателями расчетного периода.

Важным фактором, который влияет на эффективность затрат на шумозащитные придорожные мероприятия, является недостаточный учет использования территорий, прилегающих к автомагистралям. Опыт эксплуатации шумозащитных экранов позволил выявить случаи их неэффективного применения и даже последующего демонтажа, после соответствующего обоснования.

За прошедшие 15 лет в городе построено около 25 км придорожных экранирующих шум сооружений и произведена замена около 80 тыс. окон. Затраты на указанные сооружения и окна были включены в сметы на строительство и реконструкцию городских магистралей. Доля затрат на шумозащитные мероприятия в составе общей стоимости строительства может составлять от 2 до 35%.

В этот же период реализовывалась программа сноса пятиэтажек. Вновь построенные жилые дома, попадающие в зону превышения нормативных уровней шума, оборудовались окнами, обеспечивающими в режиме проветривания, нормативные уровни звука жилых комнат квартир.

Анализ опыта применения шумозащитных мероприятий при строительстве и реконструкции магистралей, а так же при строительстве новых жилых домов позволил говорить о сложившейся тенденции в решении вопросов обеспечения нормативных уровней шума на территории и в помещениях застройки. Эти тенденции были учтены в Концепции снижения шума и вибрации в Москве, принятой правительством Москвы в 2008 году. Основные документы, регулирующие планировочное и транспортное развитие Москвы: Актуализированный Генеральный план Москвы, Генеральная Схема развития Московского железнодорожного узла, Стратегия развития транспортной системы города Москвы.

Они включают мероприятия, которые реализуются при строительстве и реконструкции транспортных магистралей, при планировочном решении городских территорий, при развитии и модернизации промышленных и энергетических объектов, строительстве коммунальных и транспортных предприятий, сооружений и других объектов. В перечисленных документах приведены показатели улучшения акустического состояния городской среды, достигаемые при реализации мероприятий, предусмотренных в их составе при развитии и модернизации, транспортной системы города, определяющей акустическое состояние городской среды. Кроме того учитываются тенденции функционирования транспортных магистралей города, в соответствии, с которыми автотранспортные потоки по магистралям достигли их пропускной способности, что привело к снижению средних скоростей движения до 30-40 км/час. Снижение доли грузового и общественного транспорта в общем потоке, зафиксированное за последние 10 лет с 60 процентов до 11-13%, привело к уменьшению шумовой характеристики потоков на 5-7 дБА. Доля грузового и общественного транспорта в составе транспортного потока снижается по мере реализации решений, направленных на ограничение пропуска грузового транспорта в различные зоны города, а так же реорганизации промышленных и коммунальных зон города. В результате изменения парка легковых автомобилей, в котором доля автомобилей зарубежного производства составляет 50%, уменьшились уровни шума от отдельных автомобилей.

Уровни шума на основных радиальных направлениях города составляют 74-78 дБА. На участках кольцевых магистралей уровни шума равны 83-86 дБА. Зоны санитарного разрыва от магистралей в условиях свободного распространения шума на территории составляют 150- 900 м. Это территории, в пределах которых размещение жилой застройки выполняется с учетом применения тех или иных шумозащитных мероприятий. Необходимо отметить, что в настоящее время проблема повышения пропускной способности магистралей является приоритетной, в связи с со сложной транспортной обстановкой в городе. Решение этой задачи позволит увеличить интенсивность и скорость движения по магистральной сети, что может привести к увеличению уровней шума на существующих магистралях на 2-4 дБА.

В 2008 году была разработана Схема развития Московского железнодорожного узла. На момент выполнения работы уровни шума от железнодорожных магистралей составляли от 71 до 76 дБА. Это приводит к созданию зон санитарного разрыва от железных дорог от 1000 до 2000 м. Схемой развития железнодорожного узла предусматривается использование железнодорожных путей под внутригородские перевозки. Предлагается строительство дополнительных главных путей по различным направлениям Московского железнодорожного узла. Предусматривается строительство скоростных железнодорожных линий. Это линии соединяющие вокзалы Москвы с аэропортами Московского авиационного узла, а также направления, связывающие Москву с крупными городами РФ. На расчетный срок, прогнозируется, что уровни звука на основных радиальных железнодорожных направлениях города вырастут на 3-5 дБА. На

Московской окружной железной дороге после организации на ней пассажирского движения, уровни шума возрастут в ночное время на 4-5 дБА, одновременно в дневное время шум от МК МЖД уменьшится на 2-3 дБА.

Снижению уровней шума от отдельных поездов будет способствовать модернизация подвижного состава и путей движения поездов, преимущественное использование железнодорожных направлений в границах города под скоростные пассажирские перевозки. Ряд связок между различными радиальными железнодорожными направлениями предусматривается прокладывать в подземном варианте, исключая негативное влияние на состояние окружающей среды.

В составе Генеральной схемы реорганизации Московского железнодорожного узла разработан адресный перечень домов, находящихся в зоне влияния шума от железнодорожных поездов, для которых необходима реализация комплекса шумозащитных мероприятий. В состав перечня включено 1474 домов, для за которых необходимо построить 22 км шумозащитных экранов и заменить 1млн. 105 тыс. окон. Указанные мероприятия обеспечат реализацию нормативных условий проживания для 870 тыс. жителей города. Приведенные показатели утверждены постановлением правительства Москвы.

Помимо снижения транспортного шума (автомобильного, железнодорожного и авиационного) реализация мер по снижению шума требуется также для объектов транспортной инфраструктуры (в том числе автовокзалов, транспортно-пересадочных узлов, сортировочных станции, др.), промышленных и энергетических предприятий.

Промышленные предприятия, расположенные на отдельных площадках или в составе промышленных зон города, являются источниками шума по отношению к прилегающей жилой территории. Уровни шума, создаваемые на территориях, прилегающих к промышленным предприятиям, в основном зависят от работы вентиляционного оборудования, установленного на открытой территории и движения автомобильного транспорта, перемещающегося в пределах промышленных территорий.

Опыт разработки проектов организации санитарно-защитных зон промышленных и коммунальных объектов подтверждает указанное положение. Станки и оборудование, находящиеся в цехах, практически не оказывают акустического влияния на прилегающую территорию и застройку.

Уровни шума, превышающие нормативные значения, создаются объектами энергоснабжения и теплоэнергетики, которые могут располагаться в пределах промышленных территорий, а также размещаться на незначительном удалении от жилой застройки. При строительстве ТЭЦ предусматривалось, что санитарно-защитные зоны, отделяющие их от жилой застройки, будут составлять 1500 м. Однако в настоящее время расстояние от застройки до границ ТЭЦ составляет 200-300 м. Измеренные уровни шума у жилой застройки превышают нормативные уровни звука в ночное время на 7-10 дБА.

Для ТЭЦ, расположенных в центральной части города, где территориальные разрывы уменьшились до 50 м, превышение нормативных уровней достигает 18 дБА, что существенным образом ухудшает условия проживания.

Снижение внешних уровней шума от ТЭЦ достигается реализацией комплекса мероприятий, включающего замену существующих машин и механизмов на менее шумные, установку дополнительных глушителей шума на используемом оборудовании. Указанные мероприятия являются весьма дорогостоящими. К тому же они могут быть реализованы только при полной или частичной остановке предприятий и выполняются поэтапно.

Превышение нормативных уровней звука от РТС, КТС на территории, непосредственно прилегающей к жилым домам составляет 2-10 дБА. Как правило, превышение нормативных уровней звука фиксируется в ночное время. Основные мероприятия по снижению шума от этих объектов носят конструктивных характер и могут реализовываться при их реконструкции и модернизации. При решении вопросов по использованию территорий, прилегающих к указанным объектам, под строительство жилых зданий учитываются сроки и этапы модернизации предприятий.

Что касается вентиляционных установок, которыми оборудуются промышленные предприятия, то в настоящее время имеется большое разнообразие вентиляторов, обеспечивающих требуемый воздухообмен промышленных помещений и имеющих сравнительно низкие шумовые характеристики. Имеются звукопоглощающее оборудование и материалы, обеспечивающие шумоглушение вентиляционных установок. Сами специалисты при проектировании систем вентиляции находят технические решения, обеспечивающие выполнение нормативных требований к допустимым уровням звука на выходе вентиляционных систем или по границам участков, занимаемых рассматриваемыми объектами. Все это позволяет прогнозировать снижение уровней шума от оборудования промышленных и коммунальных объектов по границам предприятий до значений, не превышающих допустимые уровни звука, установленные для территории жилой застройки. Определенные трудности возникают при необходимости снижения уровней шума от автотранспорта, передвигающегося в пределах промышленных территорий и на магистралях, по которым осуществляется подъезд транспорта к промышленным коммунальным и складским объектам. Для решения этого вопроса необходимо устройство крытых помещений для погрузки и разгрузки материалов и изделий, устройство стоянок для грузового транспорта на участках, в наибольшей степени удаленных от жилой застройки, использование экранирования проездов к зданиям производственного назначения.

Определенное шумовое влияние на периферийные районы Москвы оказывают самолеты – в зоне пролета самолетов к аэропортам Московского авиационного узла. По результатам анализа зон шумового влияния от аэропортов Московского авиационного узла по данным ГУП «Мосэкомониторинг» установлено, что в зоне сверхнормативного шума находятся 40 районов города Москвы. Площадь городских территорий, подверженных периодическому воздействию сверхнормативного шума от пролета самолетов, составляет порядка 545,5 км^2. Превышения нормативов допустимого уровня шума, наблюдаемые при пролете самолетов над жилой территорией, могут достигать 10-15 дБА.

Снижение шума от пролетов самолетов в зоне существующей застройки в наименьшей степени может решаться средствами территориального планирования. Перспективы снижения уровней шума в основном связаны с конструкцией самих самолетов, их двигателей. Ограничения по шуму, действующие для аэропортов во многих странах мира, стимулируют авиакомпании к использованию самолетов с меньшими шумовыми характеристиками, а также к использованию для пассажирских перевозок новых типов самолетов. В нашей стране хотя и действуют требования к предельным уровням шума от самолетов различных типов, ограничений уровней шума при посадке или взлете самолетов нет. В основном же мероприятия по уменьшению воздействия шума на жителей связаны со снижением числа или полным запретом полетов самолетов над жилыми районами в ночное время.

В настоящее время в соответствии с Федеральными правилами использования воздушного пространства Российской Федерации вокруг аэропорта устанавливается зона с особыми условиями использования территории. Радиус указанной зоны составляет 30 км от центральной точки аэродрома.

В соответствии с Воздушным кодексом РФ и упомянутыми Правилами проектирование, строительство и развитие городских и сельских поселений, а также строительство и реконструкция промышленных, сельскохозяйственных и иных объектов в пределах приаэродромной территории должны проводиться с соблюдением требований безопасности полетов воздушных судов, с учетом возможных негативных воздействий оборудования аэродрома и полетов воздушных судов на здоровье граждан и деятельность юридических лиц и по согласованию с собственником аэродрома.

Кроме того, застройка в зоне аэропортов должна отвечать СанПиН 2.2.1/1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов», которые устанавливают требования к размещению, проектированию, строительству и эксплуатации объектов, являющихся источником воздействия на среду обитания и здоровья человека. Названный документ предусматривает для аэропортов установление:

- санитарно-защитных зон от стационарных источников шума на основании расчетов рассеивания загрязнения атмосферного воздуха и физического воздействия на атмосферный воздух (шум, вибрация, ЭМП и др.) (п.2.9);
- санитарных разрывов вдоль стандартных маршрутов полета в зоне взлета и посадки воздушных судов. Величина разрыва устанавливается в каждом конкретном случае на основании расчетов рассеивания загрязнения атмосферного воздуха и физических факторов с последующим проведением натурных измерений (п. 2.6).

При этом СанПиН не устанавливают режим функционального использования территорий, расположенных в границах зон санитарного разрыва, и не содержат запрета на размещение жилой застройки в пределах этих зон.

Таким образом, действующие на настоящий момент законодательные и нормативные требования не запрещают размещать жилую застройку в пределах

приаэродромной территории, при условии обеспечения безопасности полетов и нормативных санитарно-гигиенических условий в помещениях жилых и общественных зданий и на территориях, для которых санитарно-гигиеническим нормированием предусмотрено ограничение внешнего воздействия до установленных показателей. Очевидно, что при размещении жилой застройки в зоне, где шум превышает допустимые уровни, установленные санитарно-гигиеническими нормативами, необходимо применять здания с ограждающими конструкциями, обеспечивающими снижение уровней в жилых помещениях до допустимых показателей. В тех случаях, когда необходимое снижение уровней звука в помещениях не может быть достигнуто современными конструкциями и ограждающими материалами, территория должна исключаться из зон, предназначенных для жилой застройки. Вместе с тем на территории Москвы и столичной области сложилась конфликтная ситуация, которая не позволяет решать вопросы размещения жилой застройки в окрестностях аэропортов из-за отсутствия единого подхода к режиму использования зон санитарного разрыва. Необходимо привести в соответствие требования по согласованию размещения застройки, расположенной в зоне с особыми условиями использования, которые содержатся в Градостроительном кодексе РФ и Москвы и в документах, регулирующих использование воздушного пространства. Аэропорты должны не только согласовывать застройку в приаэродромной зоне, но и представлять разработчикам документы территориального планирования, сведения о зонах шумового воздействия с учетом дальнейшего развития аэропортов и оперативно вносить изменения в границы зон акустического влияния. Обновление информации должно увязываться с планируемыми изменениями в функционировании аэропортов: увеличением интенсивности полетов, изменением парка самолетов, обслуживающих авиаперевозки, и другими. Представляемая информация должна быть согласована с органами «Роспотребнадзора», в чьей компетенции находятся вопросы нормирования и контроля за санитарно-гигиеническим состоянием среды.

Актуализированный Генеральный план города Москвы предусматривает планировочные решения, направленные на снижения шумового загрязнения города Москвы при его дальнейшем развитии. При строительстве транспортных магистралей, обеспечивающих дальнейшее городское развитие и улучшающих транспортное обслуживание городских территорий. Предусматриваются планировочные и архитектурно-пространственные решения, обеспечивающие создание протяженных объемов, размещаемых вдоль транспортных магистралей или над ними, препятствующих прониканию шума в жилую застройку, расположенную на удалении от транспортных магистралей.

Появившиеся за последние годы технологии строительства транспортных сооружений дают возможность в значительной степени использовать прокладку магистралей в глубоких тоннелях, что позволяет решить комплекс экологических проблем, связанных с наземной прокладкой магистралей. При этом существенным образом увеличиваются затраты на строительство сооружения и его последующую эксплуатацию.

Дальнейшее развитие улично-дорожной сети, развитие железнодорожного движения для внутригородских перевозок, строительство линий скоростного рельсового транспорта, в соответствии с существующим градостроительным и природоохранным законодательством, должно осуществляться при условии исключения негативного влияния транспортных потоков на прилегающую территорию и застройку.

Для выполнения экологических условий развития транспортной системы города в объеме капитальных вложений на строительство и реконструкцию улично-дорожной сети должны быть предусмотрены затраты для строительства к 2025 году придорожных экранов протяженностью 87 км, на замену 700 тыс. окон, посадке 1.5 км специальных шумозащитных полос зеленых насаждений. Это позволит обеспечить комфортные акустические условия к 2015 году дополнительно для 380 тыс. человек, а к 2025 году – 1 млн. 200 тыс. человек.

Произойдет исключение распространения шума от железнодорожных магистралей на отдельных участках, по мере поэтапного строительства перекрытий, с целью использования пространств над перекрытиями для размещения объектов различного функционального назначения. При этом размещаемые объекты будут оборудованы системами шумоглушения и звукоизоляции, что исключит превышение нормативных уровней на территории и в помещениях застройки, расположенной вдоль перекрываемых участков.

Линии железнодорожного транспорта, проходящие через жилые территории города, будут полностью изолированы от жилой застройки. Исключается влияние шума от грузовых дворов, сортировочных станций и других объектов железнодорожного транспорта, что предусматривается Генеральной схемой развития Московского железнодорожного узла.

Условием применения в городе новых видов транспорта, развитии наземных линий метрополитена является исключение сверхнормативного влияния шума от транспортных систем за пределами красных линий проектируемых линий. Выполнение указанного условия, обеспечивается за счет бесшумных конструкций подвижного состава и путей движения.

Поэтапное снижение уровней шума от объектов электроснабжения и теплоэнергетики будет обеспечиваться при условии:

- вывода застройки из санитарно-защитных зон предприятий при невозможности сокращения этих зон;
- реализации мероприятий по снижению шума от работы оборудования указанных объектов;
- повышения звукоизоляции ограждающих конструкций зданий и помещений, в которых размещается рабочее оборудование объектов электро- и теплоэнергетики;
- реализации средств и методов шумоглушения рабочего оборудования при новом строительстве и реконструкции объектов электроэнергетики.

Вся новая жилая застройка, возводимая на период с 2015 до 2025 года, будет иметь уровень звукоизоляции окон, обеспечивающий снижение уровней

шума в жилых помещениях, а также в помещениях общественных зданий до нормативных значений.

Динамика снижения численности населения, проживающего в состоянии превышения нормативных уровней звука по мере реализации мероприятий, предусмотренных в Генеральном плане Москвы, приведены на рис.1.

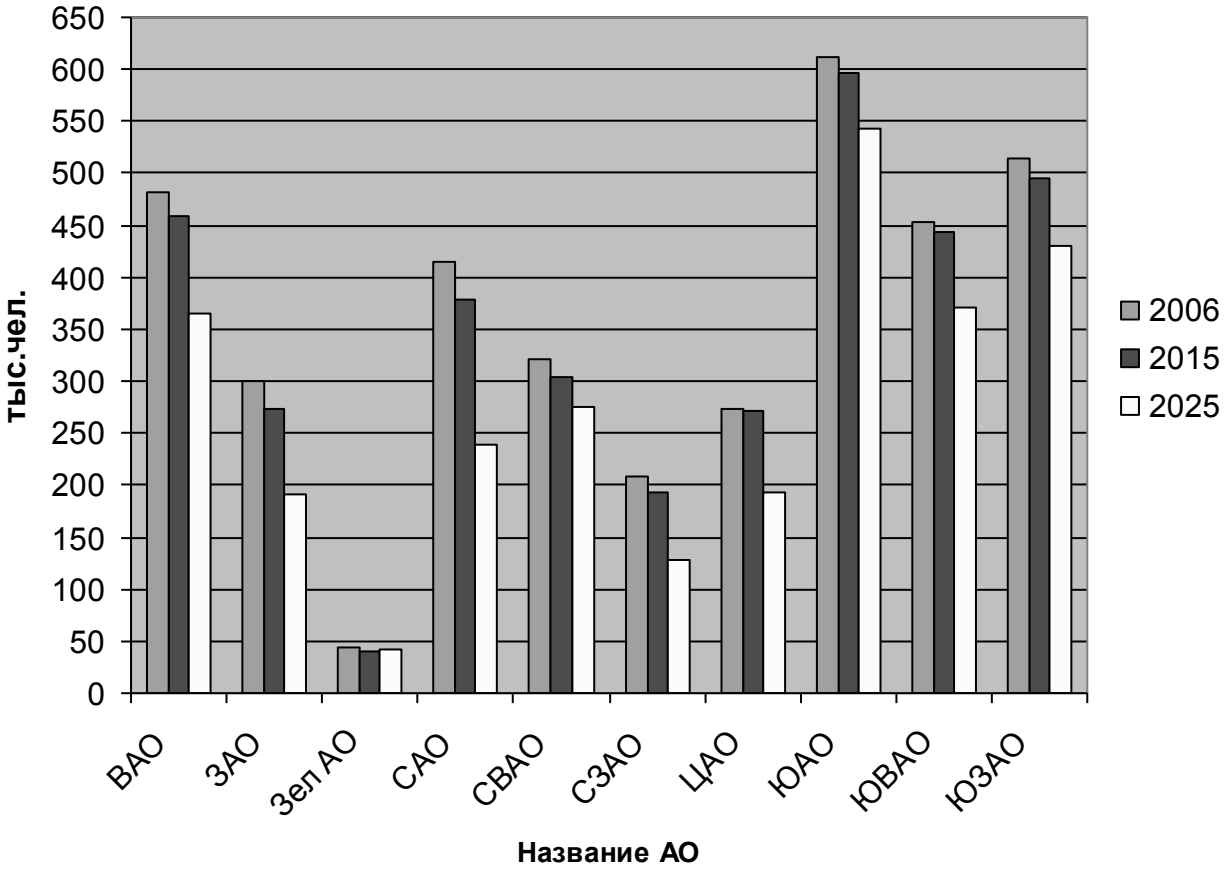


Рис. 1

Вместе с тем остается значительная часть жителей, для которых вопрос обеспечения комфортных акустических условий остается актуальным. Это та часть сложившейся застройки, которая не охвачена на рассматриваемый срок проектами нового строительства и реконструкции либо самой застройки, либо прилегающих магистралей. Для нее должны разрабатываться целевые программы по защите от шума, которые в частности могут быть интегрированы с программами капитального ремонта зданий. В любом случае вопрос финансирования этих программ требует дополнительного рассмотрения и обоснования. Прежде всего должен быть установлен перечень жилых домов, расположенных в зоне превышения нормативных уровней звука. С этой целью в соответствии с упомянутой Концепцией снижения шума и вибрации по заданию Москомархитектуры в 2010-2012 институтом Генерального плана Москвы выполняется работа по составлению указанного перечня. В составе перечня предусмотрено определение превышения нормативных уровней звука для каждого из домов,

включаемых в его состав. Предусматривается выделение домов с превышением допустимых уровней на 20-25 дБА в качестве первоочередных. На основании разработанного перечня будут определены затраты, которые должны быть выделены из городского бюджета на реализацию мероприятий по обеспечению нормативных уровней шума и определены сроки в соответствии с которыми, предлагаемые мероприятия смогут быть реализованы. Так как в настоящее время в городе отсутствует карта шумового загрязнения, дифференцированная по величине превышения нормативных уровней от совокупного влияния основных источников шума, то в рамках работы по составлению перечня разработана специальная модель.

Разработка специализированного программного обеспечения для решения поставленной задачи обусловлено в первую очередь масштабностью проблемы, т.к. акустическая задача решается в целом для крупного мегаполиса. Использование стандартных программных средств, разработанных для решения локальных акустических задач, связанных с реконструкцией и новым строительством элементов городской транспортной сети и жилых микрорайонов.

Основной проблемой, которую предстояло решить при создании математической модели, являлся большой объем информации, связанной с городской застройкой. Для хранения данной информации была создана база данных, в которую занесена информация по улично-дорожной сети города и застройки. Вся информация о геометрии городской среды формируется и хранится в векторном виде. Для графического отображения геометрии модели и результатов расчетов использовалась среда MapInfo.

Модель акустической оценки включает в себя базу данных, в которой хранится информация по геометрии городской среды, расположению и характеристикам источников шума, результатам расчетов шума на фасадах жилых многоэтажных зданий, а также расчетные и вспомогательные программные модули.

В качестве источников данных при формировании базы использовалась электронная карта Москвы масштаба 1:10000, результаты моделирования транспортных потоков и данные из других источников. База данных создана в среде Microsoft Access и представляет набор таблиц и программных модулей, необходимых для импорта-экспорта информации в графическую оболочку MapInfo и созданию отчетных материалов. В таблицы базы занесена информация по 203155 зданиям, включая координаты фасадов, адрес, этажность, тип здания (жилое/не жилое) и его расположение относительно административного деления города. Кроме того, в базу внесена информация по существующей улично-дорожной сети, которая представлена 11776 записями с названиями улиц и их плановыми координатами.

Для оценки интенсивностей шума от улично-дорожной сети города использовались результаты моделирования транспортных потоков, выполненные НПО 5 института Генерального плана города Москвы с использованием программного комплекса ЕММЕ. Топология транспортной модели представлена нерегулярной косоугольной сеткой, узлы которой расположены на пересечении улично-дорожной сети города, а грани проходят вдоль городских улиц. Узлам

сетки присвоены уникальные номера, а грани заданы путем установки связи между двумя узлами. Положение узлов определяется сменой направления движения транспорта (перекрестки) и плановой конфигурацией городских улиц.

Геометрия сетки транспортной модели и результаты модельных расчетов, в виде интенсивностей движения автомобильного транспорта в приведенных единицах и времени прохождения транспорта между узлами были импортированы в созданную базу данных для дальнейших расчетов.

Большой объем обрабатываемой информации привел к необходимости проведения корпускуляции решаемой задачи, а именно разделение общей задачи на ряд мелких, промежуточных или локальных, последовательное решение которых должно привести к получению уровней шума на фасадах многоэтажных жилых зданий, т.е. к решению поставленной проблемы.

К таким промежуточным задачам, решаемым на подготовительном этапе создания акустической модели относятся:

- конвертация транспортной модели EMME и результатов расчетов на ней в созданную базу данных;
- определение положения граней транспортной модели относительно городской дорожной сети (адресная привязка граней модели к названиям улиц);
- расчеты по определению транспортной нагрузки в натуральных единицах, скоростей для каждой грани транспортной модели;
- определение интенсивности шума и зоны дискомфорта от каждого участка расчетной сети;
- определение положения домов относительно административных границ города

База данных, заполненная сведениями о геометрии городской среды и источниках транспортного шума, позволяет построить акустическую модель и провести расчеты по определению уровней шума по фасадам многоэтажных жилых зданий.

Решение поставленной задачи так же осуществлялось путем последовательного решения нескольких локальных задач, в число которых входят:

- вычисление координат расчетных точек, расположенных вдоль фасадов жилых многоэтажных зданий;
- выполнение расчетов уровня шума по фасадам зданий;
- формирование протоколов с результатами расчетов.

Решение локальных задач по построению модели и собственно акустические расчеты по определению уровней шума осуществляется с использованием программных модулей среды MS Access и внешних, по отношению к базе, программных модулей, написанные в среде MS Visual Studio 2008.

Строение акустической модели представляется в виде блок-схемы, представленной на рисунке 2.

Применение базы данных для хранения информации о геометрии среды, источниках шума позволило задействовать разработанные средства поиска и формирования выборок с данными при построении алгоритмов решения по-

ставленной задачи за разумное время счета с использованием офисных персональных компьютеров.

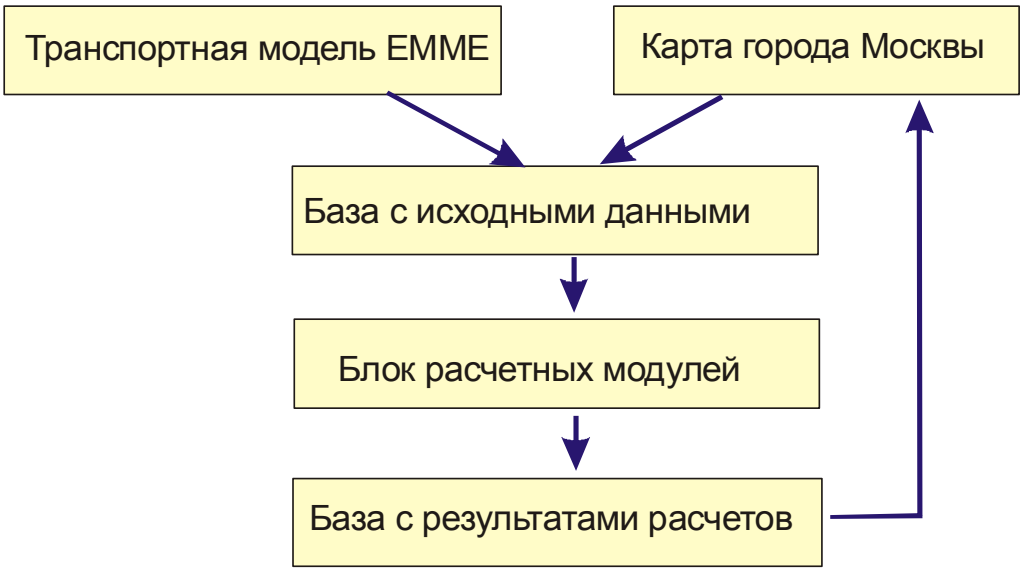


Рис. 2

Расчетная часть решения поставленной задачи включает в себя следующие действия, выполняемые программными модулями:

1. Расчет зоны влияния для источников шума и определение жилых многоэтажных зданий попадающих в зону влияния.
2. Формирование расчетных точек по фасадам жилых зданий;
3. Формирование локальных акустических задач для каждого здания и выполнения акустических расчетов.

Особенности построения алгоритмов при решении каждой из перечисленных выше задач рассмотрены далее.

Расчет зоны влияния от источников шума. Для каждого из источников, исходя из его шумовой характеристики, вычисляется величина радиуса влияния по следующим зависимостям:

$$R_V = 7.5 \cdot 10^{\frac{(Li-50)}{15}} \quad (1)$$

где:

L_i – акустическая характеристика источника. дБА.

В качестве уровня шума от источника, который может оказать значимое влияние на его формирование в пределах фасадов жилых домов в модели принято значение в 50 дБА. Указанное значение определилось следующими соображениями: При достижении уровня шума на фасадах зданий в 60 дБА (уровень после которого согласно СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» необходимо проводить замену окон) вклад источника составит 0,4 дБА, что уже не существенно.

Площадь, в пределах которой возможны значимые превышения уровня

шума над нормативами, определяется через пару координат вершин прямоугольника. Вычислив координаты зоны влияния источника шума в виде прямоугольника, система формирует запрос к базе на поиск жилых многоэтажных домов расположенных внутри зоны. При обнаружении указанных домов, их идентификационные номера (ID), а также идентификационные номера источников шума заносятся в специальную таблицу связей домов-источников, которая в дальнейшем будет являться основой для формирования счетных задач.

Формирование расчетных точек предусмотрено по фасадам зданий. Для каждого жилого многоэтажного дома, расположенного в пределах зон влияния от источников шума формируется массив расчетных точек. Список домов расположенных в зонах влияния программа получает из таблицы связей домов-источников, формирование которой было выполнено на предыдущем шаге. Расчетные точки располагаются на расстоянии 2 м от фасада с шагом в 15 м. Координаты расчетных точек, их ID и привязка к дому, вокруг которого они формировались, сохраняется в базовой таблице расчетных точек.

Собственно расчеты шума по фасадам многоэтажных жилых зданий осуществляется на локальных акустических задачах. Построение локальной задачи осуществляется последовательно для каждого дома, который располагается в зоне влияния от источников шума. Информация о таких домах извлекается из сформированной ранее таблица связей дома-источники. Используя данные из этой таблицы, к базе данных формируется ряд запросов по получению следующих данных:

- массива расчетных точек расположенных вдоль фасада расчетного дома;
- массива с координатами и акустическими характеристиками источников шума, в зоне влияния которых расположен расчетный дом;
- массива с геометрией городского пространства, окружающей расчетный дом.

Запрос для выборки массива с геометрией городского пространства формируется через координаты вершин прямоугольника описанного вокруг источников шума и расчетных точек вдоль фасада дома. Расчет уровня шума первоначально осуществляется при высоте расчетной точки равной высоте здания. При отсутствии участков прямой видимости источников шума на данной высоте, полагается, что уровень шума в данной точке равен фону и из дальнейших расчетов данная точка исключается. При наличии участков прямой видимости для данной точки выполняется расчет уровня шума с изменением высоты расчетной точки с шагом в 3 м (средняя высота этажа). При этом фиксируется уровень шума на отметки в 12 м в соответствии с СНиП 23-03-2003 для дальнейшего анализа. При превышении уровня шума на отметки в 12 метров санитарных норм (55 дБА) результаты расчетов, включая вклады от каждого из источника, записываются в базу данных.

Полученные результаты расчета представляются в виде табличных данных с разбивкой по величине превышения уровня шума, административной принад-

лежности дома, при необходимости выводится графика с расчетными точками и уровнями шума на высоте 12 метров. Указанные данные послужат для дальнейшей верификации модели и в последующем для принятия решений о шумозащитных мероприятий.

Решение поставленной задачи дает возможность в ограниченные сроки представить данные в Правительство Москвы для решения вопросов выделения средств с целью решения проблемы защиты жилой застройки от шума основных городских источников и определить сроки ее решения.

В настоящее время транспортная система города Москвы, оказывающая наибольшее влияние на рассматриваемый фактор городской среды, оказалась в центре общественного внимания. Правительство Москвы прилагает усилия к ее развитию с тем, чтобы сократить как известные собственно транспортные затруднения, так и интересующие нас факторы шумового воздействия на окружающую среду. Есть основания надеяться, что обоснование ожидаемых прогрессивных проектных решений, с учетом шумозащиты, будет осуществляться на обновленном и усовершенствованном методическом уровне.

NOISE REDUCTION AND CONTROL IN URBAN PLANNING THE STRATEGIC ACTION PLAN OF FLORENCE

Sergio Luzzi
Vie En.Ro.Se. Ingegneria

INTRODUCTION

The European Directive 2002/49/EC (Environmental Noise Directive) was adopted to define a common approach to avoid, prevent or reduce the harmful effects due to exposure to noise.

In the frame of EU Legislation, Strategic Action Plans are designed to manage, within their territories, noise issues and effects, including noise reduction if necessary, and shall aim to protect quiet areas against an increase in noise.

Urban planners and landscape architects may use a participatory planning approach, for requalification of urban spaces, improving sonorous elements as a vehicle for socialization, so the sound urban spaces can be central elements of social quality and aesthetics of our cities.

Vie En.Ro.Se. Ingegneria the main acoustic consultant of Florence City Council, has developed of Florence city Strategic Action Plan as well as Florence city noise reduction plan, integrated with the strategic plans produced by Railways and Road companies.

All these activities has been performed following a new approach based on Harmonisation, Integration and Participation of Stakeholders.

Some of the methodologies have been developed under the EU funded project LIFE+ HUSH, chaired by Florence City and participated by Regional and National Environmental Agencies as well as University of Florence and Vie En.Ro.Se. itself.

NOISE ACTION PLANNING IN EU LEGISLATION

The Environmental Noise Directive concerns annoyance and noise in urban areas, considered as unwanted or harmful outdoor sound created by human activities, including noise emitted by road traffic, rail traffic, air traffic, and from sites of industrial activity.

Strategic Action Plans are composed of operative plans and actions, including specific measures. The measures within the plans should notably address priorities which may be identified by the exceeding of any relevant limit value or by other criteria chosen by the Member States, which must ensure that, no later than 18 July 2013, the competent authorities have drawn up action plans addressing priorities. The action plans shall be reviewed, and revised if necessary, when a major development occurs affecting the existing noise situation, and at least every five years after the date of their approval.

In Italy there are now three legislation disposals concerning environmental noise action planning: L. 447/1995 requires to City Councils the Local Action Plans derived by Acoustical Classification of territory; D.M. 29-11-2000 requires to Transportation and Infrastructures companies their Noise Reduction Plans; finally D.Lgs. 194/2005 put in the National legislation all the requirements of the END directive. Moving from these points, the project of Florence Action Plan and of HUSH project have been oriented towards the harmonization of the different Plans provided by the different legislations.

SOURCES OF INSPIRATION AND BASIC APPROACHES

A possible starting point is given by a principle established by Giancarlo De Carlo, one of the founders of Participative Design in architecture. In his famous essay "L'architettura della partecipazione" of 1973, De Carlo says "It is true that architects are experts in the construction systems, as well as it is true that users of the various constructions are themselves the best experts of their own needs. They are the only ones able to drive the process of growing that takes place through the living spaces created in Architecture".

Other sources that have inspired the Florence City planners have been:

a) The Causal web design theory, a network of cause-effect relations where each graph connection can be read in both senses. The noise web, represented in figure 1 is an example.

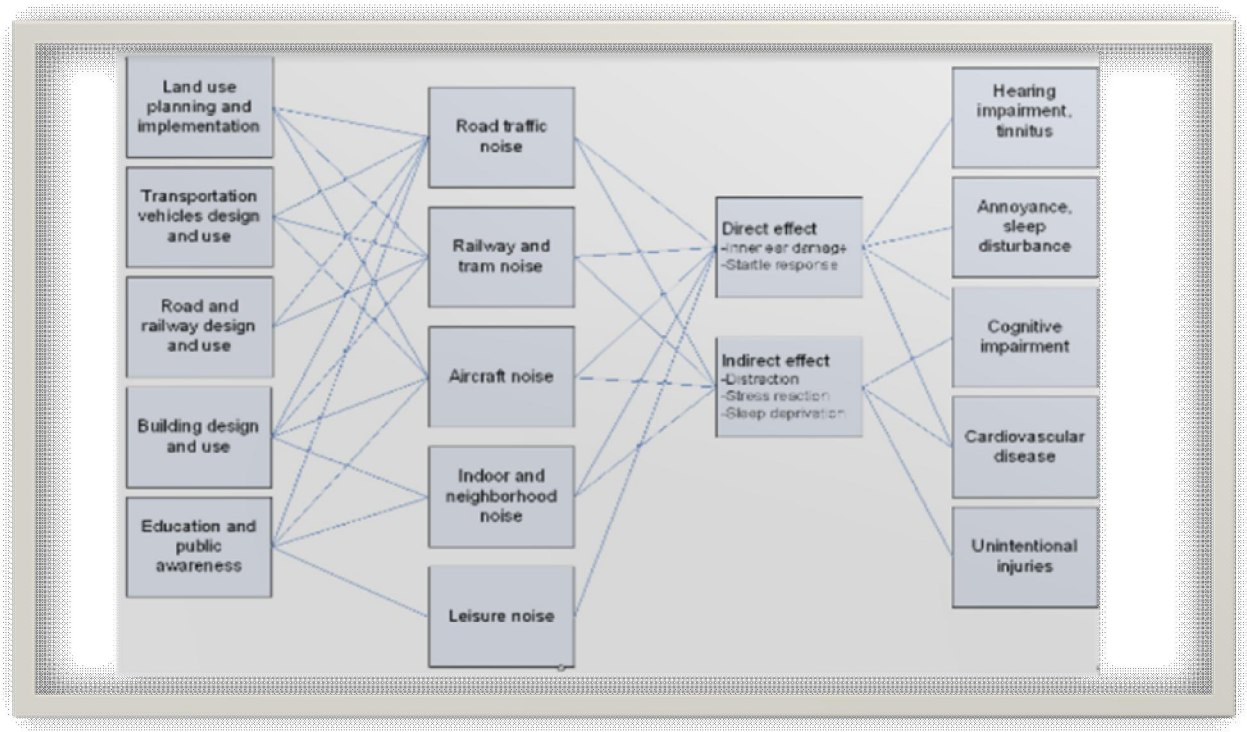


Fig. 1 – The noise web

b) Burden of disease method, used mostly in medicine and research on health of populations. An evidence based method, that considers individual experiences assessment and external evidence of a given factor of disease represented by Burden of Disease Index, defined as:

$$BD = \frac{\Sigma_i(Pe_i \bullet RR_i) - 1}{\Sigma_i (Pe_i \bullet RR_i)}$$

In figure 2 a schematic flowchart of the method is shown.

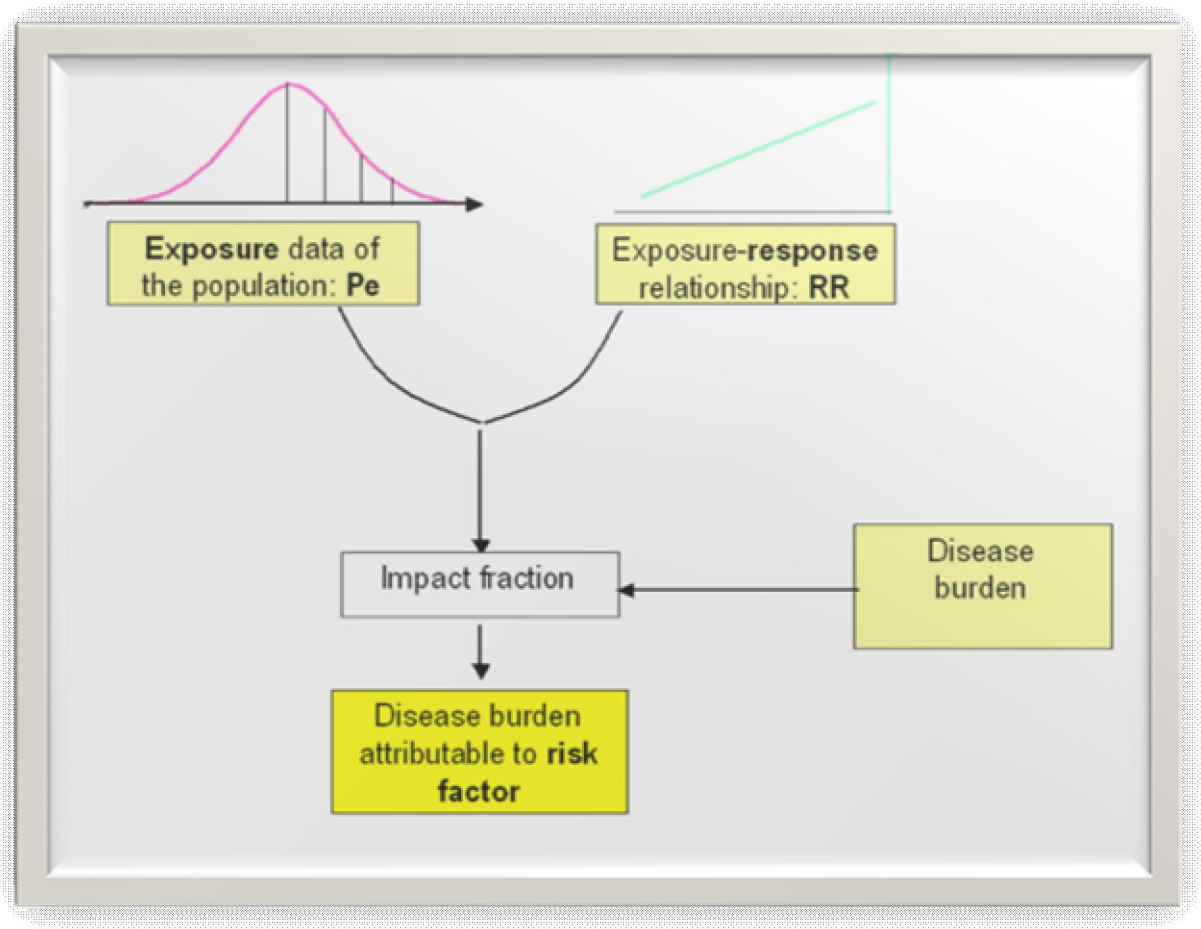


Fig. 2 – The Burden of Disease method

c) Polycentric approach to urban planning. The whole territory of the city has been divided in macro areas, representative of a given number and typology of hotspots, noise sources, sensitive receivers, quiet areas.

Each macro area being functionally independent as far as possible.

In figure 3 the macro areas considered in Florence Action Plan polycentric approach are shown.

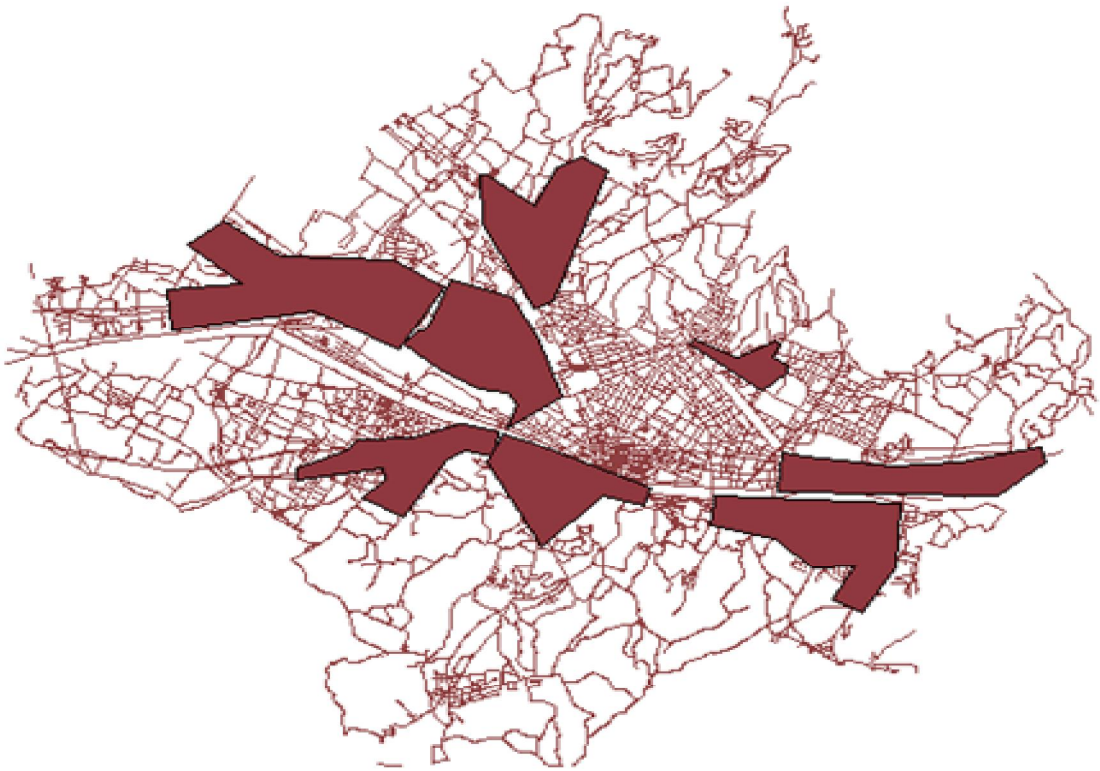


Fig. 3 – Macro areas in Florence territory

Joining the three approaches described above we reach a definition of Urban landscape in terms of:

– material elements, like buildings, squares, streets, green areas, open spaces, …
– non-material elements, like sounds, colours, smells,…

all depending on architecture, habits, traditions, and leading leading to a new definition of "carachterized" Urban Landscape as a place and a concept that conquer its own identity when these elements become coherent and readable.

In other words Urban Landscape lives its own life: assuming, maintaining,, changing its identity, by means of integrated and participative planning and design.

METHODS FOR SMART ACTION PLANNING

In quite all European cities annoyance is cause of discomfort and strongly affects the perception of quality of life. It is part of European Community policy to achieve a high level of health and environmental protection, and one of the objectives to be pursued is protection against noise. Reduction of noise in terms of reduction of exposure to harmful environmental noise in urban areas is the most important expected result.

A strategic plan is a description of a set of activities with their expected or intended time planning. This means that an action plan should define actions in a 'smart' way (specific, measurable, achievable, realistic, time related). So, an action plan should not merely be a policy statement. It should describe the targets to be achieved, i.e. the effects in terms of noise exposure expected from the concrete actions to be taken in the period until the next noise map. A good noise action plan is accountable, i.e. it allows both the politician and the citizen to compare expected and real effects and to revise the policy if necessary.

Every landscape is the result of the progressive reorganization of the territory in order to adapt its use and spatial structure to the changing social demands. Landscapes change because they are the expression of the dynamic interaction between natural and cultural forces in the built and unbuilt environment. However, though the visual aspect of built environment remain the main factor regulating these changes, it has to be remarked that the memory of each place is not only visual, but also derived by all the other sensitive factor: the "acoustical landscape", commonly known as "soundscape" is one of them. Sounds not only can be represented in time and space domains, but they give a substantial contribution to create time and space. Sounds play often protagonist roles in landscapes because they are capable of genereating good or bad sensations in the perception of a time-space related atmosphere, so contributing to the clear memory of it, as well as to its contextualization and identity. In fact, feeling a landscape means to understand it at a higher level of knowledge, that include the perception of its aesthetic as well as its functionality, considering both visual components and sonorous components.

Unfortunately, in big cities many areas are nowadays characterised by dirty, unsafe, noisy, polluted landscapes more than in the past. The quality of life level in these areas is low and human senses are constantly exposed and undefended from discomfort agents. In many urban areas, space is mainly occupied by unwanted, useless, polluting sounds. The reduction of these sounds is possible but limited as well, often the maximum reduction is brings to level that are higher than those considered as unacceptable for the resident or exposed people.

One possible addendum to the mitigation of noise by acting on sources and propoagation is the use of sounds as positive factor of improvement of perceived comfort.

So, the positive sound design can be a valid help for comfortable design of complex urban landscapes, like squares, quiet areas, public gardens, or cultural landscapes such as archeological areas, where sound can be also used for giving information.

Although the very first soundscape approach, was defined by R. Murray Schafer in late seventhies, the studies about soundscape are a field of research relatively young and variegated enough to leave to designers the freedom of changing its definition, sometimes adapting it to their specific needs. One thing is sure, soundscapes concern the sensibility and the capacity of listening to sonorous events that often are ignored because they are considered humble.

If we make a passive analysis of present soundscapes in cities it results clear that

acoustic pollution outrages them at many level, first of which the perturbation of the sonorous identity of the different places. In each soundscape, two principal elementscan be distinguished: the keynote sounds, that are continuously or periodically heard, considered as a background, and the soundmarks, community sounds that are typical of a place, unique in that place as sounds that gived identity to a place and to the people living there.

Both keynote sounds and soundmarks are important elements in the general cultural heritage of a place, so they must be protected. In this way the soundscape of a place is a cultural event and it becomes a vehicle of culture.

Environmental Planning and Environmental Design are processes addressing environmental parameters in the development of plans, programs and policies, as well as squares, buildings and also products. As a field of study the Environmental Planning and Design methodologies encompasses the natural, built and human environments and focuses on fashioning physical and social interventions taking in account human behavior together with natural, social and civic processes. This complex endeavor requires integrated and interdisciplinary approaches.

Urban planning integrates land use planning and transport planning to improve the built, economic and social environments of communities. Urban design concerns the arrangement, appearance and functionality of towns and cities, and in particular the shaping and uses of urban public space. It has traditionally been regarded as a disciplinary subset of urban planning, landscape architecture, or architecture and in more recent times has been linked to emergent disciplines such as landscape urbanism. However, with its increasing prominence in the activities of these disciplines, it is better conceptualised as a design practice that operates at the intersection of all three, and requires a good understanding of a range of others besides, such as urban economics, political economy and social theory.

Urban design theory deals primarily with the design and management of public space (i.e. the 'public environment', 'public realm' or 'public domain'), and the way public places are experienced and used. Public space includes the totality of spaces used freely on a day-to-day basis by the general public, such as streets, plazas, parks and public infrastructure. Some aspects of privately owned spaces, such as building facades or domestic gardens, also contribute to public space and are therefore also considered by Urban design theory.

Noise planning has to be included in a more general Urban Integrated Management Approach that provides general criteria for all administrative levels and Particular importance has to be given to the integration of plans. Action Plans are designed to manage, within their territories, noise issues and effects, including noise reduction if necessary, and shall aim to protect quiet areas against an increase in noise. Different methods of action planning for noise reduction have been investigated and described and a matrix of knowledge referred to European cities noise plans have has been presented. As a final result of it, a summary of adopted – and “harmonized” - solutions can be presented.

The harmonization of Plans can lead to important savings in terms of costs for design and realization of designed solutions. For example, participation based and

soudscape based approaches could be good solutions for planning of quiet areas, considering not only noise annoyance and relevant regulations but also acoustic comfort, and soundscape with positive sounds. Sound prediction - sound modelling at micro-scale such as streets/squares as well as noise-mapping at macro-scale such as a whole city/region need to be adapted to fit the new approaches.

Architecture of urban space concerns the wide concept of landscape architecture. Every human intervention, in urban scale, must be designed considering the landscape as a part and a parcel. The concept of landscape is continuously evolving because the way of sensing it is evolving too. Designing urban space today, can't leave aside topics as multi-sensorial perception of landscape (in its several aspects not only linked to the visual one) [9] and the awareness that landscape belongs to people who live it as active part of project itself.

Design has to involve directly the users of the place, through a process of participation and communication, for qualifying the place through knowledge of inhabitants in their living contest. This process of designing increase the sense of belonging to place, reinforcing the idea of "community". The real transformation of the city often doesn't go on with the evolution of its perception, but it is sure that its perception is often more actual than tangible city.

THE EU LIFE+ HUSH PROJECT

The H.U.S.H. (Harmonization of Urban noise reduction Strategies for Homogeneous action plans) project moves from the evidence that harmonization of noise action planning methods is needed, not only in Italy but also in all the European countries where a former Legislation about noise planning was present at the moment of END Directive adoption.The general objective is harmonizing national noise management standards with European Directive 49/2002 to obtain homogeneous noise Action Plans, contributing to the more general need of transposing, implementing and enforcing a common or harmonized environmental legislation among EU countries. Specific objectives of the project are:

1. to point out unsolved conflicts among current standards at Regional, National and European level, and to define common methods for designing strategic and specific solutions;
2. to define a new development system (procedures and database) for action planning by testing it in a pilot case;
3. to design guidelines in order to build a system for action plan applications, to support Regional, National and European Law reviews.

Actions and timing of the project are shown in the milestones list of table 1 and in the timetable of figure 1. The contents and the means of the various actions are summarized in the following paragraph.

Table 1

Milestones of HUSH and relative timing

Name of the Milestone	Code of the associated action	Deadline
General data collection	1	30/03/2010
Data collection to design work platform	2	30/03/2010
Detection and classification of normative conflicts between National and European laws	3	30/03/2010
Detection and classification of normative conflicts between Regional and National laws	4	30/03/2010
Data collection of noise reduction measures	5	30/03/2010
Detection of methodological conflict solutions	6	30/06/2010
Website construction and test	19	30/06/2010
System (database and procedure) definition	7	30/09/2010
Criteria definition to choice pilot areas and procedures for system testing	7	30/09/2010
Analysis of strategic interventions	11	30/09/2010
Ante-operam noise measurement campaign	8	31/12/2010
Ante-operam non-acoustic data acquisition	10	31/12/2010
Acoustic and civil design of direct interventions	9	30/03/2011
Execution of direct interventions	12	31/12/2011
In progress control of intervention execution	13	31/12/2011
Post-operam non-acoustic data acquisition	14	30/04/2012
Post-operam noise measurement campaign	15	30/04/2012
System (database and procedure) optimization	16	30/05/2012
Proposal for revision of both Italian Legislation and END Directive	17	30/06/2012
Proposal for revision of Regional Legislation	18	30/06/2012
Dissemination	19	31/12/2012
Monitoring	20	31/12/2012

The implementation of HUSH project will lead to three main categories of output:

- harmonized procedures for the development of Integrated Strategic Action Plans, considering the combined requirements of END Action Plans, Noise City Plans and Transport Noise Reduction Plans;
- harmonized procedures for the designing of the planned solutions;
- guidelines in order to build a system for action plan applications, to support Regional, National and European Law reviewers.

In the project agenda there are actions in which all the project output items listed above will be validated by means of their application to pilot cases, each one of them chosen as representative of a universe of homogeneous cases. All the existing different methods of action planning for noise reduction and/or noise control will be investigated and described and a matrix of kowledge referred to European cities noise plans will be considered. As a final result, a summary of adopted solutions is presented.

TWO EXAMPLES OF STRATEGIC ACOUSTIC REQUALIFICATION

Two case studies are proposed here: The suburbian area of Brozzi-Quaracchi and Piazza della Vittoria square.

The suburbian area includes the historical quarters of Brozzi and Quaracchi, in the north-west of Florence.

The area is delimited by two major road: Pratese and Pistoiese Road. It is a densely populated area with the presence of a community deeply rooted in its territory.

The traffic, causing noise disturbance to the population, is mainly caused by the flow of vehicles between the two main roads -Pratese and Pistoiese Road- that cross the urban area using the local streets rather than the road system outside the quarter, for the purpose intended.

So the project proposes to change the traffic condition creating a limited traffic zone only for residents and moving cross-traffic from local streets to external road system.

The project also includes the partecipation of the users that have expressed their requests. The strategic interventions designed are inter-connected to have an acoustic requalification of the area, having a special interest to green areas. The main points of the area with public interest (public gardens, squares, schools, public libraries, churches, etc..) will be connected through pedestrian/bicycle paths. Some specific soundscapes will be designed for some strategic areas as “sonorous-stops” along the paths.

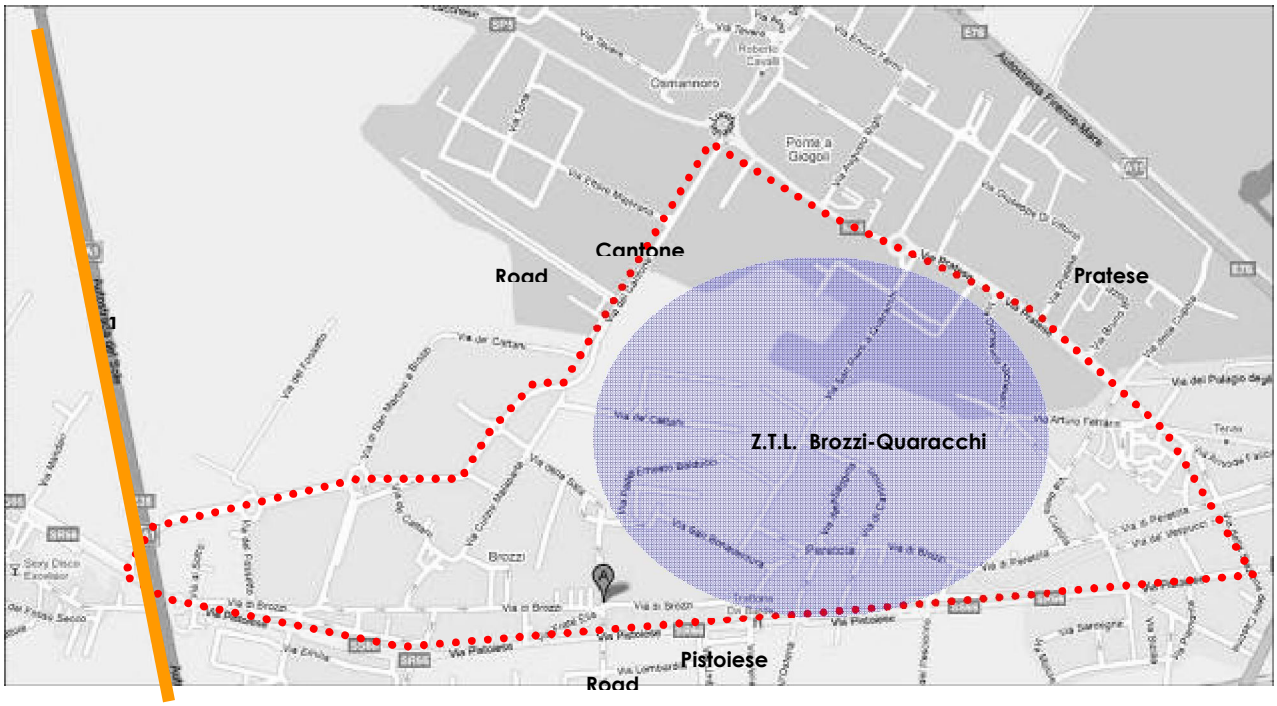


Fig. 4 –Strategic action on traffic condition

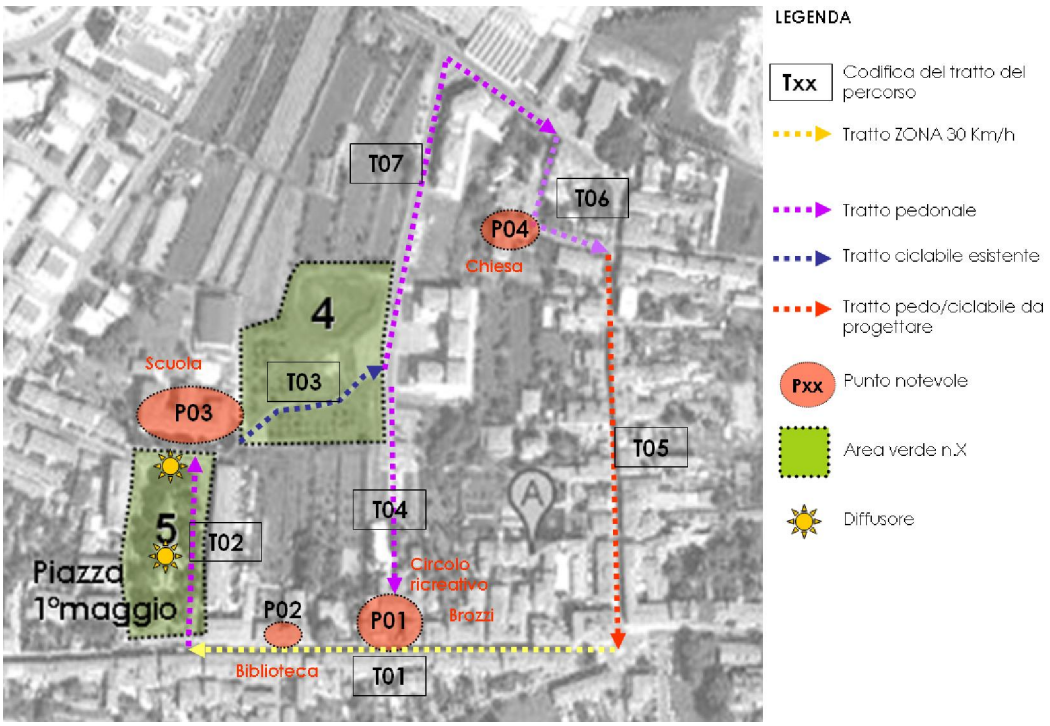


Fig. 5 – Pedestrian/bicycle paths

The proposed project for “Piazza della Vittoria” uses alternative and strategic systems that can, in active mode, preserve the quiet acoustic climate.

The subdivision in sub-areas helps fruition by several categories of users with different needs.

The solution for the problem of using the square as a parking area is solved suggesting to raise the flower bed up to 50 cm, so cars cannot enter in the square.

The square is organized in 4 sectors, according to several categories of users individuated (children, students of the Secondary School, adults and childrens), each sector being a sort of “squares in a square” that can be distinguished functionally, but also acoustically.

So we have: “Dante’s square”, dedicated to students of Dante Secondary School, “the square of fun”, with sonorous installation, the “square of children” whit a sound based playground and “the square of sound”, a relaxing area where it is possible to rest, read, etc.

Fig. 6. Hypothesis of project for piazza della Vittoria: plan with urban insertion

Below there is a short description of the proposed “squares in a square”:

- In Dante’s square, thought for students and for customers of the adiacent Bar the introverted draft of circular benches gathered around a "fire sound" (sound sculpture "Sphere", produced by B & C Speakers Sound Architecture) [6] protecting the user from the noise of road traffic, wrapping it in a warm lounge atmosphere that encourages meeting and strengthens socialization.

- In the square of children the "dream" of teenagers comes true. They can occupy spontaneously the square in the afternoon, turning it into a makeshift football pitch, excavated below the grass and away from users who wish rest and silence, the public space finally discovers a rubberized football pitch for children.
- The square of sound is the place devoted to rest, designed for people who look for a happy oasis in the city buzz. It is wisely placed next to the Nursing Home. The square of sound is characterized by long and winding seats that follow the irregular inflections of the pines. Between the invitation of the seats garden and the essences of the pines, it is possible find relax under a "sound shower" expertly modulated by acoustic installations that dance among the branches of trees (sound sculpture "Snail / DROP" produced by B & C Speakers Sound Architecture). [6]
- The square for play is the realm of children. The sound, its alterations, the music of nature are expedient to create lesson plans about sound. The child plays using nice musical instruments, that contributes to their education about acoustics and sound propagation. A bowling green takes place in this area thanks to a cut in the meadow, so grandparents can spend their time while their grandchildren are playing.

Fig. 7. Rendering of the project of the square for play and of the square of sound

CONCLUSION

In this paper a methodology based on integration of urban plans and participation of stakeholders has been presented. It has been applied in the development of EU LIFE+ HUSH project as well as in the Strategic Action Plan provided for the Florence City agglomeration.

Two case studies referred to macro areas have been shown. In both, noise sources and perception of noise have been studied and relative actions have been planned according to a Participatory Design approach. The idea moves from the multi-sensorial conception of landscape and its perception and define a process that attempts to actively involve all the real or potential stakeholders.

REFERENCES

1. Directive 2002/49/EC of the European Parliament relating to the assessment and management of environmental noise. Official Journal of the European Communities L 189/12, 2002
2. Working Document Working Group Noise EUROCITIES “Evaluation of the Environmental Noise Directive”, 2008
3. Night noise guidance WHO, 2008
4. “Green Paper on Future Noise, Towards a new culture for Urban Mobility”, COM 2007/55, European Commission, 2007
5. H. Wolfert “Noise in cities: general approach and European network solutions” in Proceedings of “European strategies for noise reduction and management”, 2009
6. S. L:uzzi “Strategies for integration of noise plans” in Proceedings of “European strategies for noise reduction and management”, 2009
7. H. Wolfert “Cities cannot solve their noise problems solitairly” in Proceedings of “NAG-DAGA Congress”, 2009
8. S. Luzzi, R. Bellomini “Harmonised Strategies for the Development of Noise Action Plans”, in Proceedings of “NAG-DAGA Congress”, 2009
9. C. Pergola, La città dei sensi, Alinea Editrice,1997.
10. Bull e L. Back (a cura di), Paesaggi sonori, Il Saggiatore, 2003.
11. Directive 2002/49/EC of the European Parliament relating to the assessment and management of environmental noise. Official Journal of the European Communities L 189/12, 2002
12. H. Wolfert , Noise in cities: general approach and European network solutions, Proceedings of “European strategies for noise reduction and management”, 2009
13. B. Schulte-Fortkamp, P. Lercher, The importance of soundscape research for the assessment of noise annoyance at the level of the community, TecniAcustica, Bilbao, 2003
14. J. D. Guillén Rodríguez, I. López-Barrio, Influence of audio-visual interaction on urban sound environment, Proceedings of the Twelfth International Congress on Sound and Vibration (ICSV12), 11-14 July 2005, Lisbon, Portugal.
15. R.Kim, Burden of Disease from Environmental Noise, WHO International Workshop on “Combined Environmental Exposure: Noise, Air Pollutants and Chemicals” Ispra, 2007
16. L. Maffei , Urban and quiet areas soundscape preservation, VI Congreso Iberoamericano de Acústica, 2008
17. F. Miller et Al. “Environmental Planning”, Alphascript Publishing, 2009
18. P. Lercher, B. Schulte-Fortkamp: “The relevance of soundscape research for the assessment of annoyance at the community level”. Proceedings of 8th ICBEN, Rotterdam, NL, 2003

19. R.Kull: “Natural and Urban Soundscapes” Acta Acustica United With Acustica Vol. 92, 2006.
20. United Nations Environment Programme (UNEP), 2008
21. J. Kang “Urban sound environment”, Trevor & Francis, 2008
22. Florence City Council Strategic Action Plan, 2009
23. www.comune.firenze.it
24. www.vienrose.it

ПРОБЛЕМА ШУМА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА И ПУТИ ЕЕ РЕШЕНИЯ

Иванов Н.И., Куклин Д.А.
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

1. Актуальность проблемы

Проблема защиты от повышенного шума – ходит в число самых важных экологических проблем. Под действием повышенного шума, вызывающего дискомфорт, снижение слуха, и даже патологии сердечно-сосудистой, эндокринной, нервной и др. систем человека, в городах находится от 60 до 70% населения. ЮНЕСКО сформировало современную ситуацию: «Шум – бедствие современного мира и нежелательный продукт его технической цивилизации».

По данным, приведенным главным санитарным врачом города Москвы Н. Филатовым, повышенный и длительно воздействующий шум влияет на продолжительность жизни, сокращая ее на 8-10 лет.

2. Масштабы воздействия шума ж.д. транспорта

Каков вклад железнодорожного шума в эту картину? Покажем масштаб воздействия на 3-х фактах.

1. В 2007 году в Москве было принято Постановление от 16.10.07 № 896-ПП «О концепции снижения уровней шума и вибрации в г. Москве». По приведенным в этом документе данным шумовые характеристики ж.д. транспорта на расстоянии 25м составляют 71-82 дБА (при норме 55 дБА) в зависимости от состава движения. Шум ж.д. транспорта на 10-20 дБА выше фоновых значений в прилегающей жилой застройке. Отмечено, что российские поезда в среднем на 7-10 дБА более шумные, чем европейские модели.

2. В 2006 году в Санкт-Петербурге была создана уникальная карта шума города, позволившая разделить вклад основных источников и получить характеристики шума практически у каждого дома. Вклад шума ж.д. транспорта второй после автомобильного. Примерно 10% территории города имеют превышения над нормами из-за движения подвижного состава ж.д. транспорта (рис. 1).

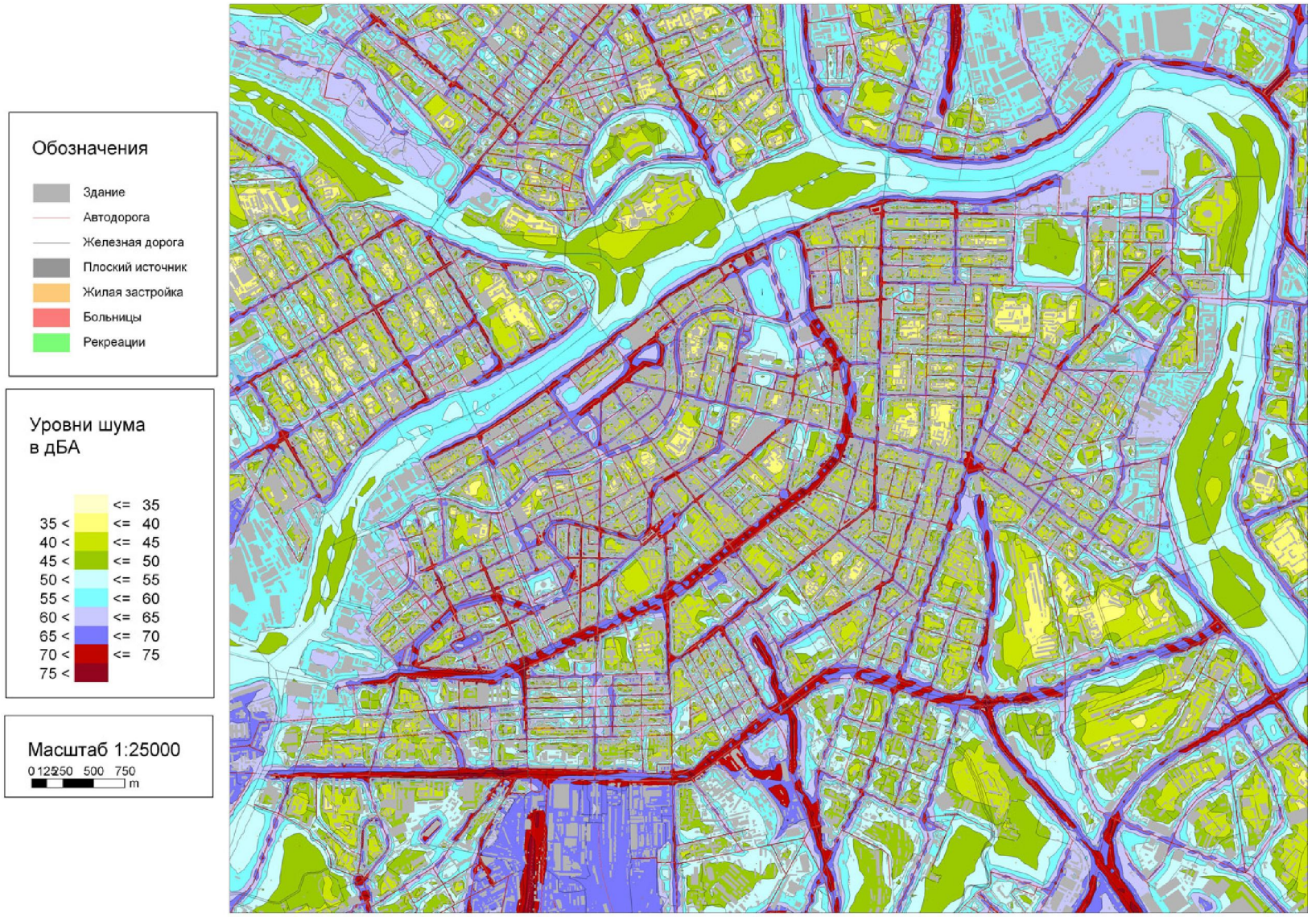


Рис. 1 Участок карты шума города

3. Составленная в 2007 году карта шума главного хода Октябрьской железной дороги позволила установить, что под действием повышенного шума вдоль участка железной дороги находятся около 1000 жилых зданий, в которых проживает несколько десятков тысяч человек.

С большой осторожностью можно назвать, что под действием повышенного шума от железной дороги в стране находится от 4 до 5 млн. человек.

3. Процессы шумообразования поездов

Несколько слов о процессах шумообразования подвижного состава ж.д. транспорта. На рис. 2 показана основная зависимость шума от скорости: до 40-50 км/ч превалируют внутренние источники (электродвигатели, компрессоры), от 50 до 300 км/ч превалирует шум от взаимодействия пары «колесо-рельс», а выше 300 км/ч начинают сказываться аэродинамические процессы.

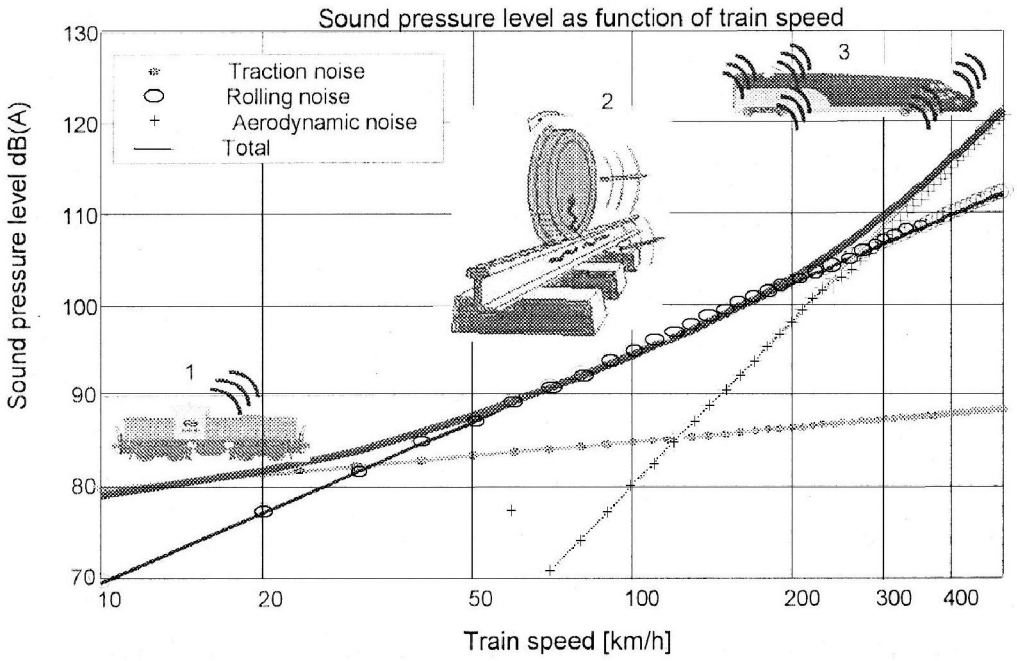


Рис. 2. Зависимость шума источников от скорости:
1 – двигатели; 2 – система «колесо-рельс»; 3 – аэродинамический шум

Какими уровнями характеризуется шум отечественных поездов? В качестве ориентировочных параметров можно рассматривать значения уровней звука поездов различного типа представленных в табл. 1.

Таблица 1

Сравнительные характеристики шума поездов, измеренные на расстоянии 7,5 м

Характеристика поезда		*Уровень звука, дБА*	*Максимальный УЗ, дБА*
Тип	*Скорость*		
Электропоезда	*20-40*	*70-75*	–
	80	*92*	*95*
	100	*94*	*97*
Пассажирские поезда	*110*	*89*	*92*
	160	*94*	*97*
Грузовые поезда	*60*	*87*	*90*
	80	*90*	*94*
Скоростные поезда («Сапсан»)	*225*	*94*	*97*
	250	*97*	*99*

Шум зависит от типа поезда и скорости. Например, при увеличении скорости электропоездов с 40 до 100 км/ч УЗ возрастают на 20 дБА. Шум электропоезда при 100 км/ч, пассажирского при 160 км/ч и скоростного поезда «Сапсан» на скорости 225 км/ЧС оставляет 94 дБА. Означает ли это, что эти поезда дают одинаковый вклад в шумообразование? Ни в коем случае. Объективным показателем оценки акустического воздействия на население, а также оценки вклада поездов в процессы шумообразования, является эквивалентный УЗ за время выборки (например, дневное время – 16 часов). Это показатель связан со временем воздействия и частотой движения и означает, что например, при одинаковом измеренном УЗ эквивалентный УЗ скоростного поезда при вдвое большей скорости движения будет на 3 дБА меньше. Но эквивалентный УЗ зависит и от числа поездов. Например, 10 поездов с одинаковым УЗ дадут эквивалентный УЗ на 10 дБА больше, чем одна пара поездов.

В таблице 2 даны эквивалентные характеристики шума поездов на станции Саблино Октябрьской ж.д., которые оценивают воздействие на жилую застройку.

Таблица 2

Эквивалентные характеристики шума поездов

Тип поезда	*Число поездов*	*Скорость км/ч*	*Эквивалентный УЗ, дБА за 16 часов*	*Максимальный УЗ, дБА*
Высокоскоростные поезда «Сапсан»	*12*	*175-230*	*53,6*	*85,8*
Пассажирские	*20*	*67-108*	*57,2*	*89,2*
Грузовые	*6*	*42-76*	*61,8*	*90,4*
Электропоезда	*21*	*50-85*	*59,6*	*91,5*
		$L_{сумм}$	***65,8***	

Из анализа данных, приведенных в таблице 2, видно, что вклад грузовых поездов – 61,8 дБА, пассажирских –57,2 дБА, скоростного «Сапсан» – 53,6 дБА. По максимальным УЗ, например, грузовые – 90,4 дБА, пассажирские – 89,2 дБА, высокоскоростные – 85,8 дБА.

Ответ на вопрос о воздействии шума на близрасположенную к железной дороге застройку при движении поездов различного типа с различной скоростью дает карта шума. На рис. 3 и 4 даны карты шума участков Санкт-Петербург – Москва . Карта шума – обязательный документ для объективной оценки шумового воздействия на жилую застройку для разработки мероприятий по шумозащите.

4. Шумообразование и меры снижения шума в источнике.

Для того, чтобы разработать шумозащиту необходимо сначала рассмотреть процессы шумообразования в источнике. Механизм возникновения и излучения шум представлен на рис. 5. Этот механизм показывает распределение энергии между основными излучающими поверхностями и носит ярко выраженный частотный характер. Более подробно эта картина представлена в табл. 3.

Таблица 3

Относительные вклады излучающих поверхностей (скорость поезда 200 км/ч)

Излучающая поверхность	***Вклад, %***	***Частотный диапазон, Гц***
Колесо	*До 30*	*2000-8000*
Рельс	*До 70*	*1000-4000*
Путь (шпалы и пр.)	*1-2*	*63-250*
Корпус подвижного состава	*2-5*	*100-500*

Из анализа таблицы 3 вытекают меры по снижению шума в источнике образования:

– улучшение качества пути (1-3 дБА);
– улучшение качества подвижного состава (3-6 дБА);
– снижение нагрузки (нагруженные грузовые поезда на 5-7 дБА более шумные, чем порожние);
– акустическая шлифовка рельсов (8-10 дБА);
– вибродемпфирование рельса специальными накладками (до 4-6 дБА);
– ликвидация контакта рельса с колесом (например, шум системы «Трансрапид» на 15-20 дБА ниже, чем рельсового трансопрта).

Меры снижения шума в источнике не всегда выполнимы в массовом масштабе, поэтому этот путь реализуется, но по-возможности.

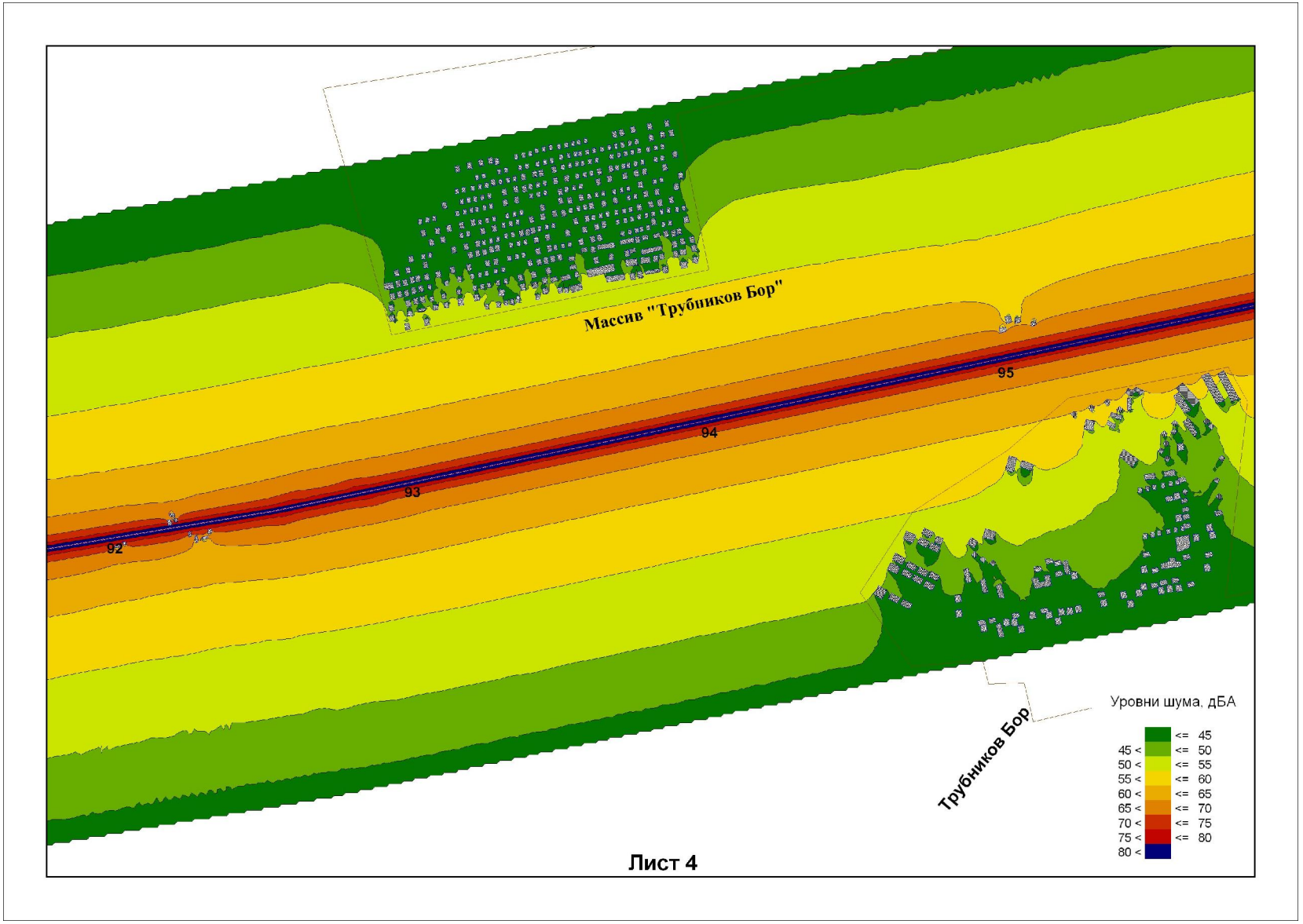


Рис. 3. Карта шума участка железной дороги в районе пос. Трубников Бор

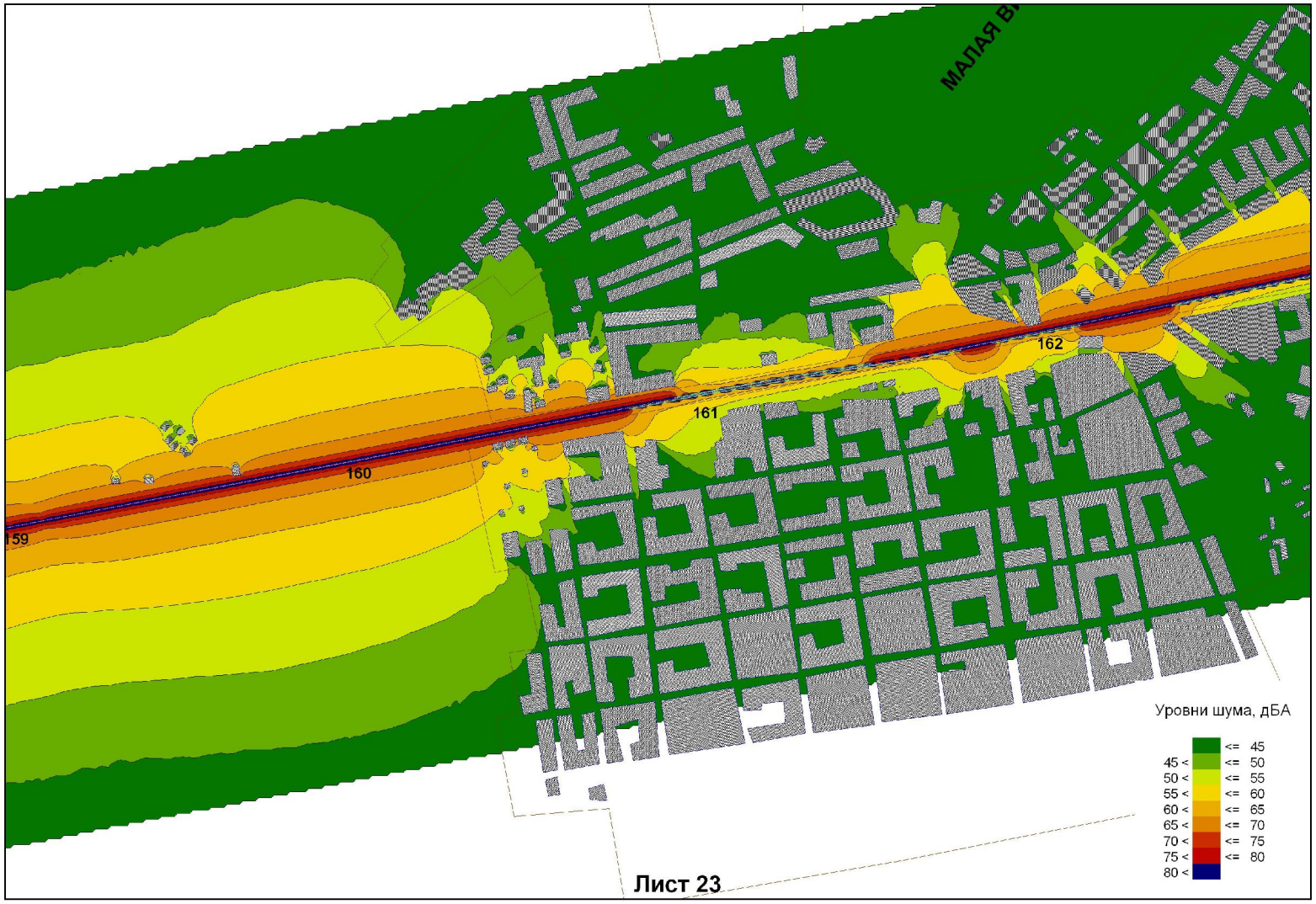


Рис. 4. Карта шума участка железной дороги в районе нас. Пункта Малая Вишера

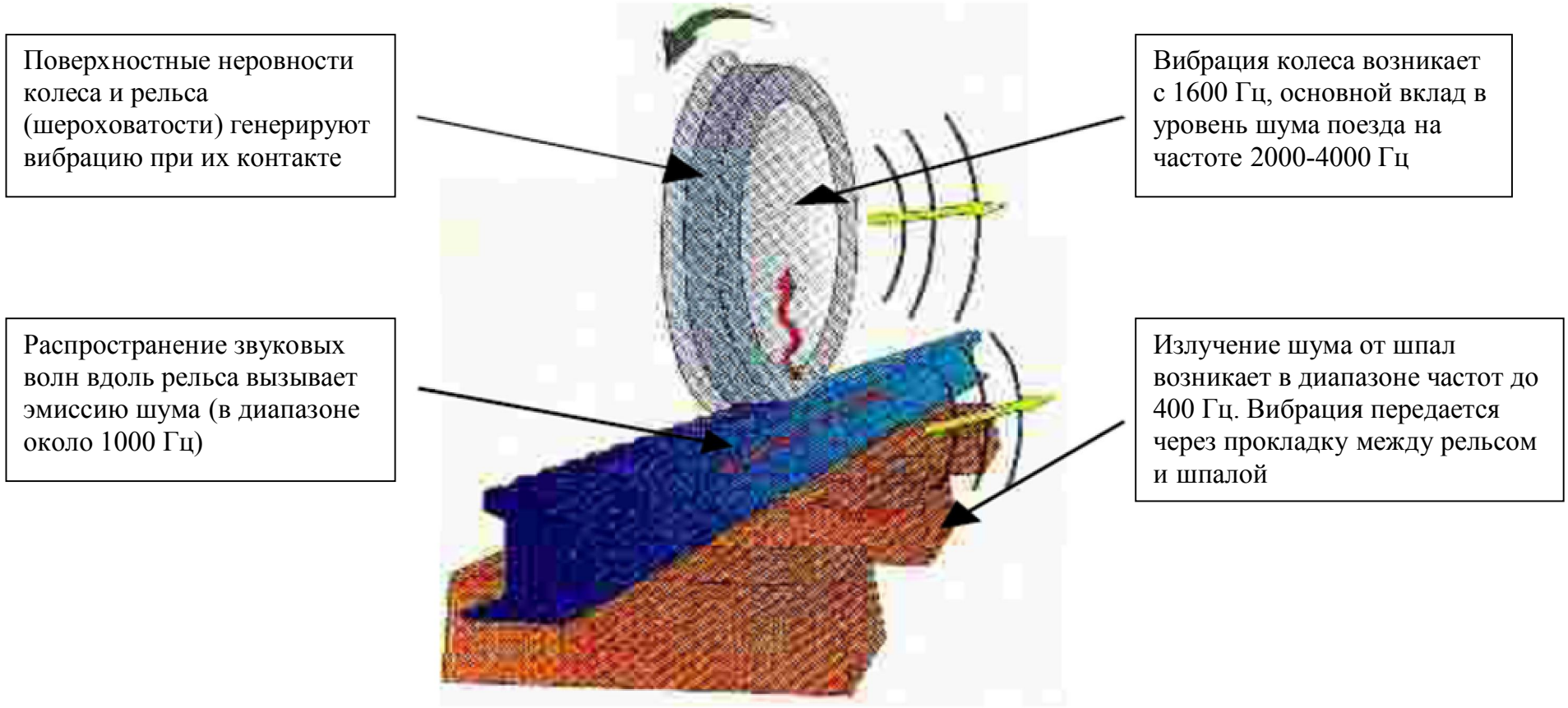


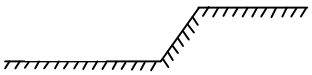
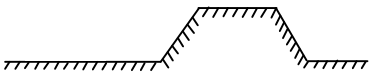
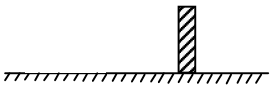
Рис. 5. Физический механизм возникновения шума качения

5. Снижение шума на пути распространения

Другое дело снижение шума от подвижного состава на пути распространения – это установка шумозащитных преград, к которым можно отнести выемки, насыпи и акустические экраны (табл. 4).

Таблица 4

Преграды на пути распространения шума

Наименование	**Схема**	**Ориентировочное снижение, дБА**
Выемка		15-20 (глубина более 10м)
Насыпь		10-15 (высота 3-4м)
Акустические экраны		до 15 дБА (высота 4м)

Из таблицы можно увидеть ориентировочные значения эффективности этих препятствий. Для снижения шума на железных дорогах (Италии, Японии, Германии, Франции) построено несколько десятков тысяч км АЭ и насыпей. Несколько зарубежных АЭ показано на рис. 6-8.

Рис. 6. Металлический АЭ в Италии

Рис. 7. Бетонный АЭ в Италии

Рис. 8. АЭ фирмы «Bongard»

В нашей стране практика защиты от шума базируется на применении акустических экранов (АЭ).

Первые экраны для защиты от шума появились в Лондоне в конце XIX века (табл.5). Они предназначались для защиты от шума ж.д. и изготавливались из бетона. Массовое изготовление АЭ началось в 70-х годах XX века, когда почти во всех развитых странах были приняты «Законы о шуме». Экраны изготавливались из бетона, металла, дерева и нередко представляют собой сложное инженерное сооружение. Например, в Японии вдоль железных дорог в XX веке было установлено 5 тысяч км АЭ. Сооружение этих конструкций связано с серьезными затратами, например, в Германии на постройку АЭ вдоль железной дороги тратится более 100 млн. евро в год. (Ориентировочно стоимость 1 км АЭ составляет около 1 млн. евро.) Сейчас в ЕС ежегодно строится около 200 км АЭ вдоль железных дорог.

В нашей стране впервые в массовом масштабе АЭ были установлены в середине 90-х годов при сооружении КАД. Первые АЭ на ж.д. появились в начале 2000-х на главном ходу, Октябрьской железной дороги (табл. 5)

Краткая история акустических экранов

Таблица 5

Годы	***Какие АЭ, где установлены***
90-е годы XX века	*Лондон, ж.д.*
70-е-80-е годы XX века	*Начало массового применения*
Начало XXI века	*Япония, более 5 тысяч км. АЭ*
Середина 90-х годов XX века	*МКАД, 13 км АЭ*
Начало 2000-х	*Первые АЭ на Октябрьской железной дороге*

АЭ – физическая преграда между источником шума и жилой застройкой, которая работает на принципе отражения и поглощения звука. За счет дифракции (явление прохождения звука на свободном ребре АЭ) за АЭ создается звуковая тень, в которой должны располагаться защищаемые объекты. К экрану предъявляется ряд требований по звукоизоляции, акустической герметизации и пр.

АЭ должны рассчитываться на высоту и длину. АЭ, которые установлены на линии СПб – Москва в основном металлические со звукопоглощением или бетонные. В таблице 6 приведены сравнительные данные испытаний некоторых АЭ.

Таблица 6

Снижение шума АЭ

Станция	Материал	Высота	Длина	Эффективность, дБ, в полосах частот, Гц								Эффективность, дБА
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Чудово	*бетон*	*3,5*	*800*	*5*	*9*	*5*	*5*	*9*	*13*	*13*	*12*	*11*
Чудово	*металл*	*3*	*400*	*3*	*7*	*6*	*6*	*8*	*10*	*12*	*12*	*8*
Малая Вишера	*металл*	*3*	*700*	*3*	*3*	*4*	*5*	*8*	*8*	*4*	*9*	*7*
Mäntäla (Финляндия)	*металл*	*3*	*500*	*2*	*5*	*4*	*7*	*9*	*14*	*16*	*16*	*13*

Снижение УЗ металлическими АЭ всего 7-8 дБА, бетонными 11 дБА. Столь низкая эффективность металлических АЭ объясняется некачественным монтажом, ошибками в проекте (щель по всей длине высотой 500 мм). Аналогичный АЭ в Финляндии правильно спроектированный и смонтированный дает почти в два раза большую эффективность. Эффективность металлического АЭ всегда выше, чем бетонного (при одинаковых размерах). Эффективность АЭ была недостаточной для снижения шума до нормы.

6. Новые нормативно-технические документы по снижению шума на железной дороге

По заданию ОАО «РЖД» БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова совместно с Научно-исследовательским институтом строительной физики РААСН и ООО «Институт полимеров» была разработана группа из 4-х взаимосвязанных нормативно-технических документов.

1. ГОСТ Р «Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом».
2. ГОСТ Р «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. технические требования».
3. ГОСТ Р «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. методы контроля, технических требований».
4. СТО РЖД. «Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Правила приемки, ввода в эксплуатацию и обслуживания в процессе жизненного цикла».

Эти документы будут приняты в 2011 году и позволят создавать шумозащиту, обеспечивающую требуемое снижение шума от железных дорог. АЭ на станции Тосно (рис. 9), созданный в полном соответствии с этими документами показал эффективность 16 дБА (позволив снизить до нормы шум в жилой застройке (табл. 7).

Рис. 9. АЭ на станции Тосно

Снижение шума АЭ
(станция Тосно, ул. Вокзальная, 45)

Таблица 7

№ точки	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц									Эквивалентные уровни звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
до установки АЭ,	70	63	55	53	62	61	56	47	32	67
после установки АЭ,	68	63	54	50	49	48	42	40	30	53
Допустимые уровни шума в дневное время СН 2.2.4/2.1.8.562-96 табл. 3. позиция 9 с 7.00-23.00	**90**	**75**	**66**	**59**	**54**	**50**	**47**	**45**	**44**	**55**

7. Заключение

В докладе проанализированы акустические воздействия ж.д. на жилую застройку, показаны возможности снижения шума в источнике и на пути распространения. Применением правильно спроектированных АЭ шум от ж.д. может быть снижен до норм.

Литература

1. Иванов Н.И. Инженерная акустика: Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.
2. Проблема снижения шума и вибрации поездов. Иванов Н.И., Прокудин И.В., Дариенко И.Н., Куклин Д.А., Буторина М.В., Тюрина Н.В.

ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НОРМАТИВНЫХ ТРЕБОВАНИЙ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ СОВРЕМЕННЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

Шубин И.Л., Анджелов В.Л.
НИИСФ РААСН, Москва Россия

В актуализированной редакции СНиП-23-03-2003 [1] введен ряд изменений к требованиям по звукоизоляции внутренних ограждений. Одним из основных изменений является аннулирование требований к ограждениям зданий категорий А, Б и В, как не оправдавших себя в строительной практике и установление нормативных индексов $Rw \geq 52$дБ и $Lnw \leq 60$дБ.

При строительстве крупнопанельных зданий в качестве межквартирных перегородок применяются панели, изготовленные в заводских условиях, устанавливаемые в процессе монтажа с помощью подъёмных устройств. В монолитных зданиях при строительстве только часть несущих стен выполняется в процессе монтажа. Основное количество межквартирных перегородок выполняется на более поздней стадии строительства. Естественно, что возникает проблема конструкции перегородок. Наиболее применяемый вариант - это выполнение перегородок из кирпича. Кирпичная кладка требует большой трудоёмкости и значительно увеличивает сроки возведения зданий, что при высоких кредитных ставках увеличивает стоимость жилья. На практике выполняют стены из более крупных блоков. Как правило, это пенобетонные блоки толщиной 190-200 мм и плотностью 600-800 кг/м³. Прежде чем рассчитать звукоизоляцию такой конструкции, следует определиться с вопросами расчёта индексов звукоизоляции воздушного шума.

В Пособии по звукоизоляции ограждающих конструкций зданий к МГСН 2.04.97 г. оценка звукоизоляции акустически однослойных конструкций выполняется 2-мя способами: расчётом частотной характеристики звукоизоляции и непосредственным определением индекса звукоизоляции, минуя расчёт частотной характеристики. Причём второй способ был назван ориентировочным. Практика показала, что оценка звукоизоляции по индексу оказывается значительно точнее, что объясняется тем фактом, что индекс изоляции является более усреднённой величиной. Этот пункт (об ориентировочной оценке с помощью расчётов индексов) перешел из СНиП II -12-77 и далее СП 23-103-2003 г. Причём при разработке Свода правил была сделана попытка корректировки расчётных формул. Впоследствии оказалось, что откорректированные формулы, точнее в очень узком диапазоне поверхностной плотности конструкций. Ниже, в таблице 1, приводятся расчётные значения индексов, выполненные по МГСН и СП 23-103-2003 г., а также определённые по результатам измерений частотных характеристик звукоизоляции в натурных условиях.

Анализируя таблицу, можно видеть, что изменения в расчётных формулах, приведённые в СП 23-103-2003 г., мягко говоря, неудачны и в расчетах следует ориентироваться на Пособие к МГСН 2.04.97.

Таблица 1

Рассчитанные и измеренные индексы изоляции воздушного шума

Конструкция	МГСН 2.04.97	СП 23-103-2003	Фактические индексы
Гипсовая плита – 80 мм (ρ=1000 кг/м³)	41	41	39
Бетон - плотностью 2500 кг/м³ толщиной 160 мм	52	53	52
Бетон - плотностью 2500 кг/м³ толщиной 160 мм	54	57	54
Пенобетон (600 кг/м³) толщиной 190 мм	45	46	45
Кирпичная стена 125 мм (ρ=1000 кг/м³)	45	46	45
Кирпичная стена 125 мм (ρ=1600 кг/м³)	52	55	52

Рассмотрим теперь возможные варианты выполнения межквартирных перегородок, соответствующих нормативных требованиям (R_w= 52 дБ). Для обеспечения норм необходимо, чтобы величина эквивалентной поверхностной плотности отвечала бы следующему требованию $m_{экв} \geq 400$кг/м^2 (величина $m_{экв}=k\rho h$, где k – коэффициент для лёгких бетонов). В таблице 2 приводятся значения величины k для различных материалов, откорректированные с учётом результатов измерений последних лет.

Таблица 2

Величины k для различных материалов

Конструкция	Марка	Плотность	k
Керамзитобетон	М-100	≤1100	1,4
Керамзитобетон	М-150-200	1200-1300	1,3
Керамзитобетон	М-150-200	1300-1450	1,2
Керамзитобетон	М-150-200	>1450	1,1
Газобетон, газосиликат, пенобетон	М-70 М-70 М-70	600 800 1000	1,6 1,5 1,4
Кирпичная кладка	-	≤1400 >1400	1,2 1,1

Наиболее распространённым способом выполнения перегородок в монолитных зданиях является их возведение из крупноразмерных блоков. Причём вес отдельного блока является также ограниченным в связи с необходимостью их ручной укладки. Практически все блоки формируются одинаковой толщины (190-200 мм). Исходя из этих ограничений, возможны следующие варианты применения блоков из различных материалов, которые приведены в таблице 3. Все расчёты выполнены в соответствии с Пособием МГСН и данным величин k по таблице 2.

Таблица 3

Звукоизоляция перегородок из крупноразмерных блоков толщиной в 200 мм

Вид материала	**Марка**	**Плотность кг/м³**	**Требуемая поверхностная плотность, кг/м²**
			Rw52 дБ
Керамзитобетон	М-100	1100	285
Керамзитобетон	М 150-200	1200-1300	308
Керамзитобетон	М 150-200	1350-1400	333
Керамзитобетон	М 150-200	>1450	363
Газобетон, газосиликат, пенобетон	М-70	600	250
Газобетон, газосиликат, пенобетон	М-70	800	267
Газобетон, газосиликат, пенобетон	М-70	1000	285

Анализ таблицы показывает, что звукоизоляция межквартирных ограждений в зданиях не обеспечивается блоками из лёгкого бетона толщиной в 200 мм. Необходимо или увеличивать толщину блоков или выполнять дополнительную обшивку.

В монолитных зданиях нормативных требований можно достигнуть конструктивными способами, а именно межквартирные стены выполнять несущими и возводить монолитным способом, а не из блоков. Другим способом является выполнением стен из кирпича в 250 мм и плотностью ≈ 1700 кг/м³.

Изоляция межквартирных перекрытий

Изоляция ударного шума определяется по формуле:

$$L_{nw} = L_{nwo} - \Delta L_{пола},$$

где L_{nwo} –индекс изоляции ударного шума перекрытия пола.

При толщине монолитного перекрытия 180-200 мм величина L_{nwo}= 76-74 дБ, следовательно, улучшение изоляции полом должно составить 16-18 дБ.

Если учесть, что в этих домах обычно укладывают паркетные полы, ламинат или паркетные доски, улучшение изоляции которыми оставляет 8-12 дБ, то в такого рода домах изоляция ударного шума не отвечает нормам. Причём жильцы каждой квартиры требуют предусмотреть мероприятия по звукоизоляции у верхнего соседа. Отсюда необходимость централизованного выполнения полной конструкции перекрытия. Это приводит увеличению времени и стоимости строительства.

Для обеспечения норм необходимо выполнение плавающего пола по перекрытию. Пол может выполняться из армированной стяжки в 50 мм укладываемой на прокладку из вспученного полиэтилена (изолон, энергоизол, вилатерм и т.д.) толщиной 10 мм.

Таким образом, для обеспечения звукоизоляции межквартирными стенами необходимо в крупнопанельных зданиях применять панели из тяжелого бетона толщиной в 160мм. В монолитных зданиях нормативных требований можно достигнуть конструктивными способами, а именно межквартирные стены выполнять несущими и возводить монолитным способом, а не из блоков. Другим способом является выполнение стен из кирпича в 250 мм и плотностью ≥ 1700 кг/м^3.

Звукоизоляция междуэтажных перекрытий

Изоляция воздушного шума междуэтажными перекрытиями в монолитных зданиях, как правило, обеспечивается, так как толщина перекрытий обычно бывает 180 и более мм. В крупнопанельных зданиях при толщине 140 мм помимо изоляции воздушного шума (как в монолитных зданиях) необходимо обеспечить изоляцию от ударного шума.

Современные здания сдаются со свободной планировкой и без полов, а в крупнопанельных зданиях выполняются полы из ламината. Улучшение изоляции полом такой конструкции составляет более 21 дБ и в принципе зависит от свойств прокладки. Целесообразно применение прокладок с модулем упругости менее 0,5 мПА. Чистое покрытие пола в этом случае может быть любым.

В современных крупнопанельных зданиях в основном в качестве несущих междуэтажных перекрытий используются железобетонные плиты толщиной 140 мм. Без выполнения полов соответствующей конструкции эти плиты не обеспечивают нормативные требования по звукоизоляции для зданий даже ка-

тегории В ($R_w \geq 50$ дБ; $L_{nw} \leq 60$ дБ). При выполнении плавающих полов предусматриваются мокрые процессы и снижается технологичность возведения зданий. Поэтому достаточное распространение получили полы выполняемые из влагостойких гипсоволокнистых плит. Два слоя ГКЛ укладываются по прокладкам или керамзитовой засыпке. Звукоизоляция перекрытий с такими полами мало изучена. В основном применялись полы, где вместо упругой прокладки укладывался керамзит достаточно большой толщины (до 100 мм). Нами измерялась звукоизоляция перекрытий в натурных условиях. В качестве прокладок применялись современные прокладки небольшой толщины. Измеренные индексы звукоизоляции таких конструкций приведены в таблице 4.

Предложенные конструкции плавающих полов позволяют обеспечить нормативную звукоизоляцию как по воздушному, так и по ударному шуму.

Таблица 4

Измеренные индексы изоляции различных конструкций пола

Состав конструкции	Индекс звукоизоляции			
	Rw измеренный индекс	**Rw измеренный индекс**	**Lnw измеренный индекс**	**Lnw расчётный индекс**
Пол из ламината толщиной 10 мм по 2-м слоям ГВЛ и 5 мм пленокса	51	53	59	58
Пол из керамической плитки по 2-м слоям ГВЛ по 10 мм и 3,8 мм акуфлекса	53	54	59	60
Пол из плитки по 2-м слоям ГВЛ по 10 мм и 3,8 мм акуфлекса (крепление к полу дюбелями)	52	-	58	-

Звукоизоляция перегородок из гипсовых блоков

Обращаем особое внимание на применение пазогребневых гипсовых плит толщиной 80 мм, т.к. зачастую появляются сертификаты с указанием их индекса, отвечающего требованиям, предъявляемым межкомнатным перегородкам. Индекс изоляции таких конструкций составляет 37-39 дБ (в зависимости от объемной плотности гипса). Двухрядная перегородка из этих плит, применяемая в качестве межкомнатных ограждений, имеет индекс изоляции 47-49 дБ (при воздушной прослойке 40-60 мм). Заполнение прослойки минераловатными плитами не изменяет звукоизоляцию всей перегородки. В таблице 5 приведена звукоизоляция различных конструкций из гипса.

Таблица 5

Индексы изоляции конструкций из гипса

Наименование	Rw^1	Примечание
Гипсовые плиты толщиной 80 мм	39	
Гипсовые плиты толщиной 80 мм с дополнительным слоем из минплиты 100 мм и ГКЛ толщиной 12,5 мм	53	Каркас установлен самостоятельно, без контакта с плитами
Двух рядная перегородка из плит толщиной 80 мм с промежутком между ними 40 мм и слоем минплиты и ГКЛ (12,5 мм) с одной стороны	55	Каркас закреплён на плитах
Гипсовые плиты толщиной 100 мм	41	
Гипсовые плиты толщиной 100 мм со штукатуркой с двух сторон по 10 мм	44	
Двухрядные гипсовые плиты 100+40+100 мм	48	

Как видно из таблицы, плиты толщиной 80 мм не отвечают требованиям, предъявляемым к межкомнатным перегородкам ($R_w{}^1 \geq 43$ дБ). Гипсовые плиты толщиной 100 мм с оштукатуриавнием (выравнивающим слоем с одной стороны), толщиной 10 мм (или с двух сторон общей толщиной 10-12 мм), отвечают требованиям норм для межкомнатных перегородок. При выполнении двухрядной перегородки (100+40+100) индекс изоляции ниже требований норм для межквартирных перегородок.

Звукоизоляция жилых помещений от встроенных магазинов

В нежилых помещениях первых этажей жилых зданий довольно часто размещаются магазины. В связи с тем, что эти помещения передаются арендаторам без выполнения специальных мероприятий по звукоизоляции, а при размещении магазинов, как правило, по санитарным требованиям применяют в качестве чистого пола керамическую плитку. При ударном воздействии на пол, шум приникает в вышерасположенные жилые помещения, вызывая у жильцов дискомфорт. Нормами предусмотрены требования к изоляции ударного шума. Регламентируется индекс приведенного уровня ударного шума при воздействии на пол нижерасположенного магазина (передача звука снизу-вверх).

Этот индекс, в соответствии [1], должен быть $L_{nw} \leq 43$ дБ (по современной классификации). Однако даже при выполнении норм ($L_{nw} \leq 43$ дБ) в двух случаях возникает необходимость дополнительного усиления звукоизоляции между магазинами и жилыми помещениями до $L_{nw} \leq 38$ дБ:

– при работе магазинов в круглосуточном режиме;
– при размещении продовольственных магазинов.

В первом случае причина заключается в том, что нормы, в принципе, разработаны для дневного времени. В ночное же время уровни фона в жилых помещениях значительно ниже и звуки из магазина, возникающие при ходьбе и других ударных воздействиях на пол, проявляются отчетливее.

Во втором случае (при размещении продовольственных магазинов), если даже магазин работает только в дневное время, то холодильники и прилавки, оснащенные компрессорами, работают в круглосуточном режиме. Нормативные индексы предусмотрены для ударного воздействия, возникающего при ходьбе, а прилавки относятся к технологическому оборудованию, и их виброизоляция должна рассматриваться отдельно. Холодильники и прилавки обычно имеют низкие уровни шума, а на вибрационное воздействие этого оборудования часто не обращают внимания. Это в дальнейшем приводит к значительным затратам (в т.ч. приостановке работы магазина, демонтажу, устройству основания под оборудование и т.п.). Отсюда напрашивается вывод о необходимости выполнения мероприятий по повышению звукоизоляции при размещении магазинов под жилыми помещениями с учетом установки технологического оборудования.

Конструкция полов непродовольственных магазинов

Для получения нормативного индекса изоляции ($L_{nw} \leq 43$ дБ) в магазинах необходимо выполнять «плавающий» пол, конструкция которого такова: по бетонному основанию укладывается упругая прокладка толщиной 10 мм, а по ней выполняется армированная стяжка толщиной не менее 50 мм; стяжка отделяется от стен по всему периметру помещений полосой из той же прокладки (рис. 1).

Такая конструкция пола должна выполняться не только в тех магазинах, которые расположены непосредственно под жилыми помещениями, но и в пристроенных к жилому зданию магазинах, если одна из стен магазина является общей с жилой частью здания. Такая конструкция пола обеспечивает индекс изоляции $L_{nw} \leq 43$ дБ. Однако даже при такой звукоизоляции поступают жалобы от жильцов, а в жилых помещениях нормы по шуму для ночного времени (с учетом поправки –5 дБ) не обеспечиваются.

Причиной повышенного шума в продовольственных магазинах являются прилавки-холодильники, оснащенные компрессорами. Поэтому для обеспечения норм по шуму для ночного времени суток необходимо выполнить дополнительные мероприятия. Прилавки необходимо устанавливать на собственное основание. Это основание должно быть, как минимум, вдвое тяжелее прилавка. Обычно достаточно применение армированной стяжки толщиной не менее 80 - 100 мм и прокладки 40 мм.

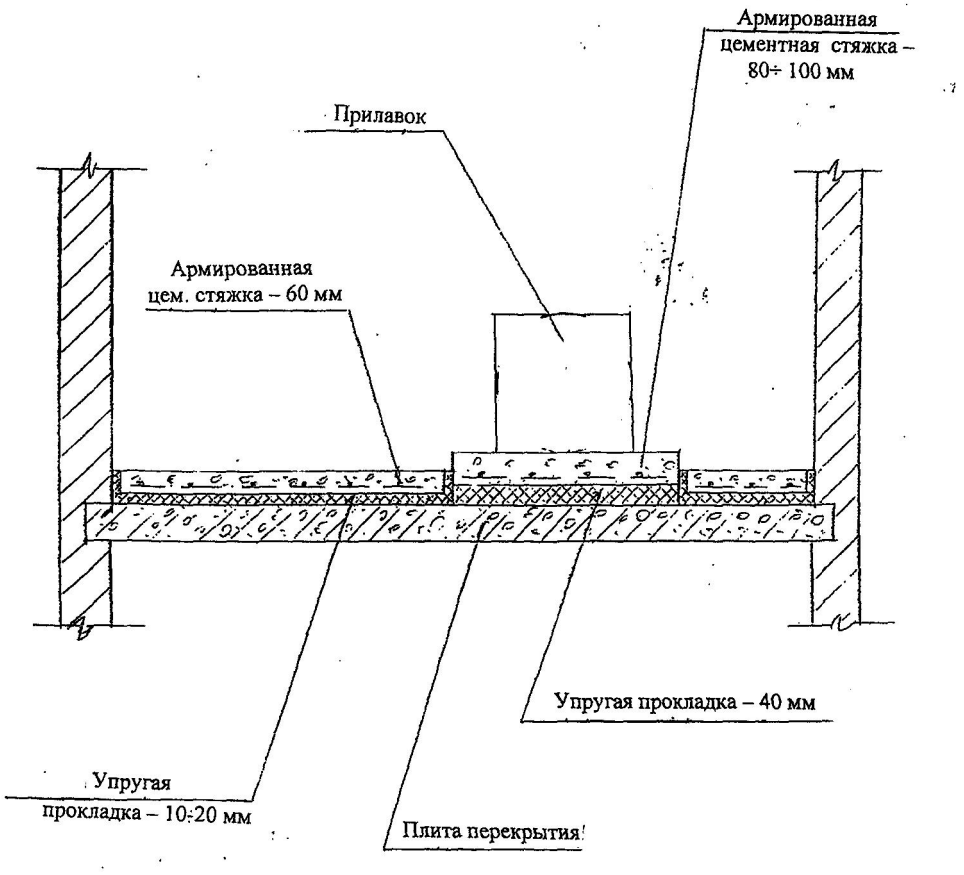


Рис. 1.

Если площадь оснований под прилавки значительна по отношению ко всей площади пола, то рекомендуется весь пол выполнить единой конструкцией. В том случае, если площадь прилавков незначительна, то с экономической точки зрения целесообразно выполнить такое основание под прилавками, а на остальной площади выполнить пол как в непродовольственных магазинах. При этом плинтусы в помещениях магазина следует крепить только к полу или только к стене.

В качестве упругих прокладок применяются прокладки из вспученного пенополиэтилена (этафом, изолон, энергоизол и т.п.). Можно применять и другие прокладки, но при этом необходимо, чтобы динамический модуль упругости прокладки не превышал 0,5 МПа. Величина модуля упругости должна приводится в Сертификате на изделие.

Нами были выполнены натурные измерения изоляции ударного шума пола в продовольственном магазине, расположенном на 1-ом этаже жилого дома. По жалобе жильцов были выполнены предварительные измерения изоляции ударного шума при воздействии ударного шума снизу-вверх. До реконструкции пола индекс приведенного уровня ударного шума составил L_{nw} = 52 дБ. Для улучшения изоляции было предложено выполнить во всех торговых помещениях «плавающие» полы следующей конструкции: армированная стяжка 80 – 100 мм по упругой прокладке толщиной 30-40 мм. После реконструкции были прове-

дены контрольные измерения звукоизоляции. Индекс приведенного уровня ударного шума составил L_{nw} = 37 дБ. В дальнейшем жалобы от жильцов не поступали.

Резюмируя вышеизложенное, можно сделать вывод, что стены зданий должны выполняться из панелей, изготовленных из тяжелого бетона толщиной 160 мм или из керамзитобетона плотностью 1600 кг/м^3 и толщиной в 220 мм. Межквартирные перекрытия для обеспечения звукоизоляции должны иметь плавающие полы, которые позволят обеспечить одновременно требования по воздушному и ударному шуму.

Литература

1. Свод Правил СП 51.13330.2011 Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003., М., 2011, ЦПП, 42 с.

ОПЫТ СНИЖЕНИЯ АВИАЦИОННОГО ШУМА ВБЛИЗИ АЭРОПОРТОВ

Картышев О.А.
ФГУП ГосНИИ ГА, г. Москва, Россия

Несмотря на улучшения шумовых характеристик современного парка воздушных судов (ВС) гражданской авиации проблема совместимости аэропортов с возросшими требованиями охраны окружающей среды на основе разработанных ИКАО известных принципов по сбалансированному подходу к управлению авиационным шумом [1], к сожалению, не всегда имеет положительные решения.

Например, на территории Московской области, в связи с размещением на ее территории большого количества ведомственных и гражданских аэродромов практически все воздушное пространство области используется для полетов ВС. Более 200 населенных пунктов области, в число которых входят города Лобня, Домодедово, Видное, Мытищи, Химки, Троицк, Одинцово, Раменское. Жуковский, Щелково, Сходня и Щербинка, находятся в зоне повышенных уровней авиационного шума. Более 2 млн. жителей области подвергаются круглосуточному воздействию авиационного шума, что требует принятия решительных мер для охраны здоровья населения в части защиты жилой территории (особенно в ночное время суток), разработки проектов и строительству шумозащитных жилых зданий.

В ответ на жалобы жителей во все государственные инстанции в адрес аэропортов направляются письма с требованиями принять меры к снижению воздействия авиационного шума. В ответ аэропорты отписываются от этих жалоб и сами переходят в наступление – жалуясь на застройщиков. Развитие ситуации непременно приведет к существенному ограничению режима производства полетов на аэродромах, запрещению эксплуатации определенных типов воздушных судов и рассмотрению возможности изменения элементов структуры воздушного пространства, во многих случаях, усложняющих условия пилотирования воздушных судов.

Предпринимаются многочисленные попытки урегулирования данной проблемы. Однако заинтересованные министерства и ведомства до сих пор не пришли к единому мнению: как и кто должен выполнять предупредительные и конкретные меры по улучшению среды обитания на приаэродромных селитебных территориях, застройка которых повсеместно продолжается. Из года в год, ссылаясь на отсутствие законодательной и нормативной базы (в том числе установление единых критериев нормирования авиационного шума) и, якобы, практическую невозможность решения проблемы организация землепользования вокруг аэропортов - она фактически усугубляется.

Федеральной службой Роспотребнадзора определены аэродромы, вблизи которых население проживает в условиях повышенного авиационного шума и необходимо проведение мероприятий по существенному их улучшению: Иркутск, Минеральные Воды, Внуково, Домодедово, Шереметьево, Остафьево, Нальчик, Нижний Новгород, Омск, Ростов-на-Дону, Пулково, Саратов, Сочи, Сыктывкар, Хабаровск, Ханты-Мансийск, Якутск, Краснодар, Пермь, Улан-Уде.

Перечень этих мероприятий, рекомендуемый ИКАО [1], позволяющих достичь улучшения шумовой обстановки выглядит следующим образом : сокращение ночных полетов, сокращение полетов ВС «шумной» категории, применение специальных эксплуатационных приемов по снижению шума при взлете и посадке ВС, совершенствование приемов управления воздушным движением, изменение маршрутов движения ВС, рациональная организация наземной эксплуатации ВС, внедрение автоматизированной системы контроля авиационного шума на приаэродромной территории, строительство дополнительных ВПП.

Конечно, названные мероприятия не могут быть реализованы в одночасье по этим и другим аэродромам. Однако, сегодня хорошим стимулом в этом служит разработка практически всеми крупными аэропортами России проектов санитарно-защитных зон, что не только позволит учесть зоны санитарных разрывов в планах развития населенных пунктов, но и действительно сможет улучшить условия проживания на приаэродромных территориях.

Со своей стороны предприятиями гражданской авиацией для улучшения шумовой обстановки проводится определенная работа. В целях исключения полетов над населенными пунктами в ряде районов Московской воздушной зоны корректировались маршруты полетов ВС. Например, был отменен выход воздушных судов из зоны аэродрома Шереметьево на ОПРС «Опалиха», что позволило не только полностью вывести территорию населенных пунктов Подрезково, Ново-Подрезково и ряда других из под неблагоприятного воздействия полетов, но и расширить возможности жилищного строительства в городе Красногорске, московских районах Молжаниновский и Митино. С целью защиты населения города Домодедово от авиационного шума была удлинена схема выхода ВС из зоны аэродрома для облета городской территории. Дальнейший пересмотр и внесение каких-либо существенных изменений в схемы движения невозможны без ущерба интересам безопасности полетов.

В аэропортах Сыктывкар, Внуково, Шереметьево, Омск и других принимаются меры по сокращению полетов в ночное время суток, а также по запрещению ночной эксплуатации самолетов шумных типов, неудовлетворяющих требованиям Главы III (стандарта) ИКАО. В аэропортах Иркутск, Нижний Новгород, Мирный, Пермь, Омск, Санкт-Петербург и других строятся, и планируется строительство дополнительных ВПП.

Применение малошумных приемов пилотирования существенно улучшает акустическую ситуацию в близко расположенных населенных пунктах, что было продемонстрировано при выполнении натурных экспериментальных исследований на аэродроме Остафьево для защиты населения г. Щербинка [2]. Пред-

ставляет интерес работа ГосНИИ ГА по полному освобождению г. Пушкин Ленинградской области от пролета ВС над его территорией, т.е. исключение воздействия авиационного шума .

Улучшению шумовой обстановки на территории будет способствовать начавшаяся повсеместно замена парка шумных воздушных судов типа Ту-134, Ту-154Б, Ил-86 на современные экологические совершенные ВС. Например, запрещение полетов этих самолетов в ночное время суток привело к сокращению зоны санитарного разрыва аэропорта Домодедово на 563,09 км2, а Внуково на 502,17 км^2.

К сожалению, свой вклад в ухудшение шумовой обстановки вносит отклонение воздушных судов от установленных маршрутов движения при выходе из зоны аэродрома, не применение экипажами малошумных методик пилотирования, проведение опробования силовых установок на необорудованных шумозащитными конструкциями местах стоянок, в том числе в ночное время суток. В целях предупреждения подобных нарушений планируется применение аэродромных систем контроля шума в аэропортах Московского авиаузла и аэропорту Пулково.

Представляет значительный научный и практический интерес, выполненные в 2009 году ФГУП ГосНИИ ГА совместно с ЗАО «Центр экологической безопасности гражданской авиации» исследования, направленные на повышение уровня безопасности полетов и снижение шумовой нагрузки на территории г. Перми при выполнении полетов воздушных судов (ВС) государственной и гражданской авиации с (на) аэродрома совместного базирования Пермь (Большое Савино), осуществляемых над территорией малонаселенного Пермского района и над густонаселенными районами г. Перми [3], в которых впервые в России был предложен к выполнению весь перечисленный выше комплекс мероприятий ИКАО.

Изменение маршрутов движения ВС гражданской авиации позволило практически исключить зашумление густо населенной центральной части г. Пермь, а для государственной авиации – снизить общую площадь зашумления по контуру максимального равного уровня звука max=85 на 131 км^2. Анализ выполнения полетов показал, что есть возможность увеличить потенциал использования направления взлета от городских территорий за счет учета попутной составляющей ветра до 5 м/с включительно и при отсутствии влияния негативных погодных явлений.

Учитывая, сложную акустическую обстановку было рекомендовано в разрабатываемом проекте генерального плана г.Пермь, а также при строительстве новых и реконструкции существующих жилых и социально значимых объектов руководствоваться установленными шумовыми зонами для самолетов государственной авиации в качестве зон с особыми условиями использования территории.

Также были предложены дополнения в Инструкцию по производству полетов: при составлении планов учебно-тренировочных полетов по перераспределению полетов в темное время суток с летнего периода на весенне-осенний, с учетом ограничения полетов в летний период в темное время суток до одного часа ночи местного времени, рассмотрено изменение шумовой обстановки с вводом дополнительной ВПП.

Учитывая проходящую в настоящее время полемику об обязательности в рамках разработки проектов санитарно-защитной зоны для аэропортов выполнения работ по оценке риска для здоровья населения от авиационного шума с использованием показателей заболеваемости населения, проживающего на территории вдоль стандартных маршрутов полета в зоне взлета и посадки воздушных судов ГосНИИ ГА совместно с ФГУН «Федеральный научный центр медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения» Роспотребнадзора (г. Пермь) была выполнена работу по сбору и обобщению сведений о фактическом уровне шума в жилых районах г. Перми и Пермского района (расчетный взвешенный усредненный годовой шум - $L_{Аэкв} = 60\,дБА$) и сбору данных по заболеваемости населения в домах, подвергающихся воздействию авиационного шума и расположенных вне зон данного шумового воздействия (уровень заболеваемости в случаях на 1000 соответствующего населения по 10 выделенным кодам болезней).

По результатам исследований было установлено, что: «..в целом, заболеваемость на объектах исследования г.Перми, подвергающихся воздействию авиационного шума и расположенных вне зон воздействия, однозначно не показывает явного различия и коррелируется с общегородской заболеваемостью»[4].

Это еще раз подтверждает, что в настоящее время нет достоверных результатов исследования по оценке влияния транспортного шума на население, поэтому Всемирная организация здравоохранения (ВОЗ) основное влияние концентрирует на раздражении и нарушении сна, так как именно эти показатели являются основными и определяющими (подтвержденными) эффектами неблагоприятного воздействия шума.

Литература

1. Док. 9829, AN/451 «Инструктивный материал по сбалансированному подходу к управлению авиационным шумом», изд. 2-е, 2008.
2. Программа и методика проведения измерений авиационного шума на местности при выполнении полетов на аэродроме Остафьево, ГосНИИ ГА, ЗАО «ЦЭБ ГА», 2006.
3. Отчет «Разработка рекомендаций по внесению изменений в инструкцию по производству полетов аэродрома совместного базирования Пермь (Большое Савино) и проведение научных исследований по вопросу строительства второй искусственной взлетно-посадочной полосы». ФГУП ГосНИИ ГА. – М., 2009.
4. Картышев О.А. Изучение наличия связи влияния авиационного шума на заболеваемость населения города Перми //Авиационный экологический вестник. – 2009. - №2.

СТАТИСТИЧЕСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ДЛЯ РАСЧЁТА ВИБРАЦИИ И ШУМА В СЛОЖНЫХ СООРУЖЕНИЯХ

Грушецкий И.В.
ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, Санкт-Петербург

Представлен обзор статистического энергетического метода (СЭМ), известного в зарубежной литературе как Statistical Energy Analysis (SEA). Описаны основы СЭМ, преимущества, недостатки. Сформулированы основные проблемы и намечены пути их решения.

1. Введение

Прогнозирование на стадии проектирования какого-либо инженерного сооружения уровней вибрации и шума, которые будут воздействовать на человека, и снижение этих неблагоприятных факторов в случае необходимости — одна из задач специалистов-акустиков. Для расчётов разработаны методики, которые оформлены в виде ГОСТов, СНиПов, Руководств по расчёту. Наиболее часто они используются, видимо, в строительной отрасли. В этих документах приведены достаточно простые методы расчета для наиболее распространенных и относительно простых практических ситуаций, например, шум в помещении с источником, шум в смежном помещении. Шум в удалённых помещениях сложных сооружений по этим методикам рассчитать нельзя. Под сложными сооружениями понимаются в данном случае такие, которые состоят из многих элементов, где вибрация и шум распространяются многими путями от многих источников. Сложными сооружениями являются корабли, автомобили, другие транспортные средства, здания, некоторая бытовая техника и проч.

Наиболее распространенными в современной практике методами расчетов в области колебаний (вибрации, шума) сложных инженерных сооружений являются метод конечных элементов (МКЭ) и статистический энергетический ме-

тод (СЭМ, далее просто энергетический метод — ЭМ). Методы имеют разную область применения. МКЭ используется на низких, ЭМ — на средних и высоких частотах. МКЭ более точный метод [1], ЭМ — приближенный инженерный метод. Эти методы реализованы в виде коммерческих программ: ANSYS, NASTRAN, ABACUS (МКЭ), AutoSEA, SEAM, SEADS (ЭМ) и др.

ЭМ обычно «работает» на большей части диапазона частот, в котором шум нормируется и контролируется (31.5 Гц…8 кГц). На средних частотах (250…2000 Гц) вероятность превышения допустимых уровней наибольшая. Это подтверждает важность ЭМ для расчётов шума.

2. Основы энергетического метода

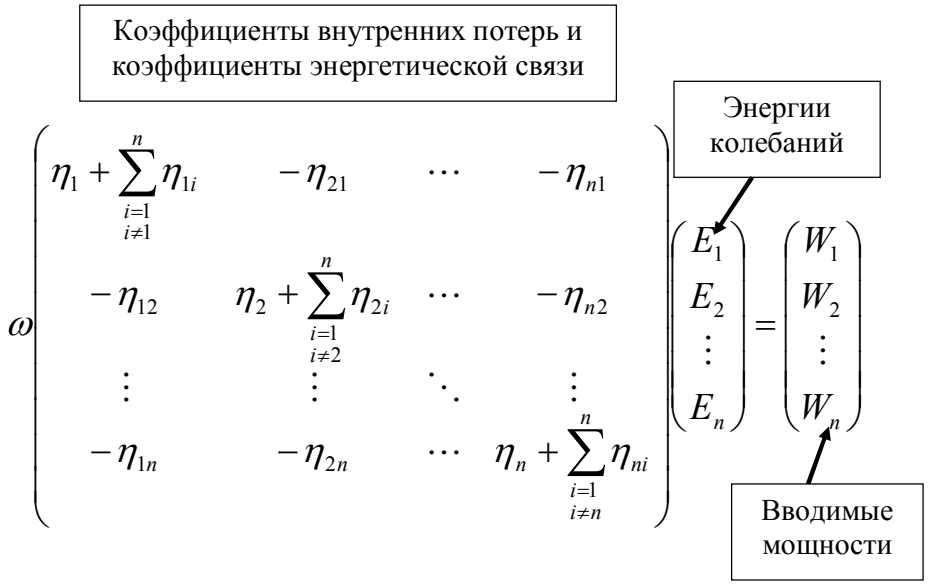
Вкратце, суть ЭМ состоит в следующем. Сложное сооружение разбивается на элементы, называемые подсистемами. Размеры таких элементов-подсистем намного больше, чем конечных элементов в МКЭ. Например, для судна подсистемами могут быть помещения целиком, большие участки корпуса, перекрытия и переборки целиком или их отдельные, но тоже достаточно большие, участки. Важно, чтобы звуковые/вибрационные поля были бы достаточно однородны в пределах этих участков.

Далее составляется система уравнений энергетического баланса (СУЭБ, рис. 1), в которой одно уравнение соответствует одной подсистеме и содержит слагаемые, описывающие поглощение энергии в подсистеме, приток энергии в подсистему из смежных подсистем и обратный отток энергии. В правой части СУЭБ содержатся энергии, вводимые в подсистемы источниками вибрации и/или шума. Неизвестными величинами являются энергии колебаний подсистем, из которых можно найти уровни вибрации конструкций и звукового давления в помещениях. В основе ЭМ и СУЭБ лежит только закон сохранения энергии, согласно которому введенная в колебательную систему энергия равна поглощенной. Далее СУЭБ будет рассмотрена подробнее.

3. История развития ЭМ

Основоположником применения ЭМ для расчета вибрации и звука в сложных сооружениях считают немецкого ученого Вольфганга Вестфаля. Со времени его первой публикации в этой области в 1957 г. [1] выполнено множество работ в направлении развития метода. Среди обобщающих трудов чаще других упоминается монография Ричарда Лайона [2].

ЭМ не обойден вниманием российских ученых, работающих в различных областях техники: строительство и архитектура, авиа- и судостроение, автопром. Основы метода или его отдельные стороны описаны в работах А. С. Никифорова, С. В. Будрина, (ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова) [3, 4], В. М. Спиридонова, Л. С. Бородицкого (ЦНИИТС) [5], Б. Д. Тартаковского с соавторами (АКИН им. Н. Н. Андреева) [6] и других [7].



$$\omega \begin{pmatrix} \eta_1 + \sum\limits_{\substack{i=1 \\ i\neq 1}}^{n} \eta_{1i} & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{n1} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \sum\limits_{\substack{i=1 \\ i\neq 2}}^{n} \eta_{2i} & \cdots & -\eta_{n2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1n} & -\eta_{2n} & \cdots & \eta_n + \sum\limits_{\substack{i=1 \\ i\neq n}}^{n} \eta_{ni} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_n \end{pmatrix}$$

Рис. 1. Система уравнений энергетического баланса (СУЭБ)

Фактически на сегодняшний день не существует других достаточно универсальных методов расчета вибрации и шума в сложных сооружениях на средних и высоких частотах, которые были бы настолько же обоснованы и апробированы как ЭМ. В литературе можно найти примеры успешного применения ЭМ, причем в сравнении с данными измерений. Примеры применения относятся в основном к автомобилестроению [8, 9, 10, 11], авиастроению [12], судостроению [13, 14, 15, 16, 17, 18], другим отраслям машиностроения [19] строительству [7]. Имеется много примеров, показывающих достоверность расчёта при сопоставлении с результатами лабораторных экспериментов.

Наиболее значимым примером практического применения ЭМ в отечественной инженерной практике является его использование в методике расчета уровней шума в судовых помещениях [20]. Эта методика была разработана в ЦНИИТС в 60–70-е годы прошлого века и имела статус отраслевого стандарта. ЭМ был реализован во вполне полноценном виде в части расчета распространения вибрации, т. е. судно разбивалось на подсистемы и решалась СУЭБ. В обеспечение расчета были разработаны соответствующие программы для расчёта на ЭВМ. Для того времени это было очень прогрессивно.

Рассмотрим подробнее, как выполняются расчёты ЭМ.

4. Схема расчёта ЭМ

При расчете вибрационных и звуковых полей в сложном сооружении используется классическое представление о том, что звуковое или вибрационное поле в контрольной точке формируется, в общем случае, двумя составляющими: бегущей и реверберационной (диффузной). Принципиальной особенностью является то, что реверберационные поля в конструкциях и помещениях рассчитываются ЭМ, посредством составления и решения СУЭБ (рис. 1).

Исходными данными для расчета в части характеристик источников шума являются:

- звуковая мощность источников шума,
- мощность, вводимая в конструкцию источниками вибрации.

Если мощность источников шума сравнительно легко измерить (поэтому она обычно известна), то мощность, вводимую в конструкцию, измерить сложнее. Часто используют приближённые методы определения мощности, например, по измеренной вибрации конструкции, на которой установлен источник. Или же, как, например, в упомянутой методике расчёта шума на судах, используют саму вибрацию перекрытия с источником.

В результате решения СУЭБ получаем реверберационные составляющие звуковых полей в помещениях и вибрационных полей в конструкциях. Бегущие составляющие рассчитываются отдельно.

5. Система уравнений энергетического баланса

СУЭБ (рис. 1) устанавливает связь между мощностями, введенными в подсистемы от внешних источников, и энергиями колебаний подсистем. Матрица СУЭБ описывает внутренние потери в подсистемах и взаимовлияние подсистем — обмен колебательной энергией. Одно уравнение соответствует одной подсистеме, например, одной конструкции или одному помещению.

Диагональные элементы матрицы описывают отток энергии из подсистем за счет внутреннего поглощения и оттока энергии в смежные подсистемы (суммы). Недиагональные элементы описывают приток энергии в подсистемы из других подсистем: в конструкции из конструкций, в помещения из помещений, в конструкции из помещений и в помещения из конструкций.

Недиагональные элементы представляют собой так называемые коэффициенты энергетической связи (КЭС, coupling loss factor), характеризующие потери энергии в подсистемах, связанные с её оттоком в соседние подсистемы. Если подсистемы не имеют механической или акустической связи (например, расположены далеко друг от друга), то коэффициенты их энергетической связи равны 0. Каждый диагональный элемент представляет собой сумму коэффициента внутренних потерь (КВП) в подсистеме и КЭС этой подсистемы с другими подсистемами, т. е. КЭС, расположенных в том же столбце матрицы.

В правой части уравнений — мощности, вводимые в помещения и конструкции внешними источникам.

Неизвестными величинами являются энергии колебаний, из которых определяются уровни вибрации конструкций и/или звукового давления в помещениях.

6. Преимущества ЭМ

Основным преимуществом ЭМ является комплексный учет всех путей распространения колебательной энергии. Это даёт возможность, например,

правильной оценки эффективности средств акустической защиты, т. е. с учетом всех обходных путей распространения энергии, обычно снижающих номинальную эффективность средств. Для оценки эффективности средств расчет ЭМ выполняется с измененными значениями КВП и КЭС. Например, размещению средств звукопоглощения в помещениях и облицовке конструкций вибропоглощающими материалами эквивалентно увеличение КВП в помещениях и конструкциях соответственно. Установке средств виброизоляции между подсистемами соответствует изменение КЭС подсистем.

Важным преимуществом ЭМ является относительная простота формализации расчета, т. е. разработки программ для расчета, являющихся обязательной составляющей современного подхода к расчету.

В целом, метод можно считать мощным инструментом акустического проектирования.

7. Проблемы ЭМ

Наряду с очевидными преимуществами ЭМ и положительным практическим опытом его использования имеются и проблемы, «подводные камни», основным следствием которых является неизвестная точность расчёта. Эти проблемы связаны со следующим.

7.1 Отличие реальных КЭС от тех, которые получены из рассмотрения полубесконечных подсистем

Обычно в ЭМ в части расчёта распространения вибрации используются КЭС, рассчитанные из коэффициента прохождения энергии через соединение полубесконечных элементов, например стержней или пластин. Такие КЭС не зависят от взаимного распределения собственных частот элементов в соединении и от потерь. При этом теоретически и экспериментально показано, что коэффициенты прохождения при малом перекрытии мод и сильной связи ограниченных подсистем отличаются от таких коэффициентов, полученных для полубесконечных элементов [21, 22].

Можно определять КЭС ограниченных подсистем с использованием МКЭ (см. раздел 8.1). Но и в этом случае не исключается отличие КЭС от реальных. Причём возможны ошибки как случайные, так и систематические. Случайные ошибки возрастают с понижением частоты, при приближении к границе допустимого использования ЭМ, из-за случайного разброса КЭС. Систематические ошибки могут возникать из-за неадекватного моделирования конструкции. Например, если формально одинаковые подсистемы в соединении действительно считать одинаковыми, то ожидаема систематическая ошибка, поскольку в действительности абсолютно одинаковых изделий не бывает.

7.2 Тональный спектр возбуждения

В ЭМ оперируют величинами, усреднёнными не только по пространству, но и в частотной области — проинтегрированными в полосах частот — в октавных или третьоктавных. Спектр возбуждения считается широкополосным. Однако спектры вибрации и шума многих источников содержат тональные составляющие, фактически определяющие уровни в широких полосах частот. В зависимости от соотношения между частотами свободных колебаний подсистемы и частотой тональной составляющей в спектре возбуждения отклик подсистемы на воздействие может изменяться в очень широких пределах. Интенсивные колебания могут, например, возникнуть в какой-нибудь удалённой подсистеме, если совпадут частота возбуждения и собственная частота этой подсистемы. Такие эффекты ЭМ не учитывает. Дополнительно к этому в случае тонального возбуждения возрастает неоднородность полей.

7.3 Продольные и сдвиговые волны

Известно, что на соединениях происходит преобразование типов волн. Например, при падении изгибной волны на угловое соединение стержней или пластин возникает сила, действующая на присоединённый элемент в продольном направлении, и соответственно, продольная волна. На следующем угловом соединении продольная волна вызывает поперечную силу, и возникает изгибная волна. Существование этих процессов не вызывает сомнения, но учёт продольных и сдвиговых волн (а также крутильных для стержнеподобных систем) приводит к существенному усложнению расчёта. Дополнительные уравнения для этих типов волн должны быть добавлены для каждой подсистемы в СУЭБ. В СУБД, учитывающую три типа волн, входят КВП для трёх типов колебаний по отдельности и КЭС этих типов колебаний в пределах каждой подсистемы и в смежных подсистемах. Очевидно, что затраты на получение такой информации значительны. Поэтому важно выяснить, насколько существенно влияние продольных и сдвиговых волн для реальных конструкций, обязательно ли их учитывать. В одних теоретических работах утверждается, что преобразование типов волн способствует распространению энергии по конструкциям [23]. В других показано, что энергия изгибных колебаний больше, чем продольных, по крайней мере, на низких и средних частотах, и поэтому продольные волны можно не учитывать [18]. Известны примеры применения ЭМ, когда удовлетворительное совпадение расчётов и измерений получено без учёта продольных волн и наоборот [16] [2]. Таким образом, единое мнение в отношении однозначной необходимости учёта продольных и сдвиговых волн пока отсутствует.

7.4 Область применения ЭМ

Указанная ранее частотная область применения ЭМ — диапазон средних и высоких частот — является ориентировочной. Имеются более точные крите-

рии. В частности, поле (вибрационное или шумовое) должно быть вполне однородным. Однородность зачастую оценивается числом мод в полосе частот. Одни исследователи полагают, что в полосе должно содержаться не менее 5–6 частот свободных колебаний подсистемы [2], другие [24] считают, что достаточно 3-х. Третьи предлагают 10, чтобы уверенно избежать ошибок. Однако такой подход к оценке однородности полей также упрощённый, поскольку степень однородности поля зависит ещё и от потерь. От них зависит, насколько велика разница между амплитудами колебаний (ускорения, скорости, давления) в узлах и пучностях. Поэтому более правильным показателем однородности поля является коэффициент перекрытия мод (modal overlap factor): , который включает и модальную плотность , и коэффициент потерь . Видимо, большинство специалистов считают, что должен быть больше 1. [25]. Но есть мнение, что допустимо использовать ЭМ при [26]. Специалисты-практики из автомобильной отрасли считают, что достаточно .

Такой «разнобой» свидетельствует о субъективности подходов и отсутствии строгого обоснования. Одна из причин, видимо, в различном представлении о приемлемой точности результатов расчета.

7.5 Непрямая связь подсистем

Первоначально от источника распространяется бегущая (прямая) волна, а формирование реверберационного поля начинается после первого отражения от границ подсистемы (соединений с другими подсистемами). Т. е. прежде чем достигнуть границы подсистемы энергия частично поглощается при распространении от области её введения до границы. На самом соединении часть падающей энергии проходит в смежную подсистему, и только оставшаяся часть расходуется на формирование реверберационного поля в возбуждаемой подсистеме. Вообще говоря, энергия распространяется в удалённые подсистемы в виде бегущих волн не только от внешнего источника, но и от любой подсистемы, в которой существует реверберационное поле. Такой способ обмена энергией называют непрямой связью (indirect coupling). Учёт непрямой связи, также как и учёт преобразования волн (раздел 7.3), приводит к значительному усложнению расчёта [27, 5]. При этом убедительные доказательства необходимости такого учёта в прикладных задачах пока отсутствуют.

7.6 Периодические конструкции

Многие конструкции иногда рассматриваются в теории как периодические. Например, корпус судна, имеющий в своем составе одинаковые шпангоуты, расположенные на одинаковом расстоянии, или здание с одинаковым расстоянием между полом и потолком на каждом этаже. В периодических конструкциях колебательная энергия распространяется с очень малым затуханием в некоторых диапазонах частот — полосах пропускания, в полосах запирания — наоборот. Такая фильтрация к тому же повышает неоднородность полей в уда-

лённых подсистемах аналогично тональному возбуждению. Использование классического ЭМ для таких конструкций может давать большие ошибки. Известны попытки повысить точность, но предлагаемые решения далеки от возможности практического применения. На практике же, к счастью, формально периодические конструкции таковыми обычно не являются, что вызвано разнообразными отклонениями от этого идеального состояния. Судовые конструкции, например, в действительности намного сложнее идеализированной модели. Но даже формально одинаковые элементы конструкций не одинаковы из-за технологических погрешностей.

7.7 Разделение системы на подсистемы

Точность и достоверность результатов расчёта ЭМ во многом зависит от правильного разделения всей системы на подсистемы. Правильное разделение должно обеспечивать удовлетворение условий, при которых ЭМ даёт хорошие результаты, а именно:

1. Вибрационные/звуковые поля в подсистемах должны быть достаточно однородны.
2. Подсистемы не должны быть сильно связаны, должен быть заметный «скачёк» энергии колебаний подсистем разделённых препятствием/соединением.

Интуитивно понятным и в целом правильным является разделение на подсистемы по естественным границам. Однако реальные сложные конструкции состоят из элементов разного размера. Реверберационные поля в больших элементах возникают на сравнительно низких частотах. С повышением частоты самостоятельные волновые процессы формируются в более мелких элементах, и их следовало бы учитывать как отдельные подсистемы. Таким образом, разделение на подсистемы зависит от частоты. На низких частотах разделение более крупное, на высоких — мелкое.

Однако повышение точности моделирования путем учета более мелких деталей может не дать повышения точности результатов ЭМ, усреднённых по частоте и пространству. Кроме того, мелкое разделение существенно увеличивает объём исходных данных, трудоёмкость расчётов и, в конечном счёте, их стоимость и сроки. Поэтому на практике следует стремиться к обоснованному снижению числа подсистем. В подсистемы надо выделять элементы конструкции, в которых сосредоточена основная энергия колебаний, которые содержат наиболее важную информацию о путях распространения энергии. Незначительные же элементы можно, видимо, учитывать путём назначения эквивалентных характеристик более крупным подсистемам.

7.8 Другие проблемы

Имеются и другие недостаточно изученные аспекты ЭМ, такие как

- учёт потерь в соединениях;

- влияние на точность реальной неоднородности и анизотропности полей;
- трудность выполнения условий применимости ЭМ при больших потерях, когда увеличивается значимость бегущей составляющей поля;
- влияние и учёт насыщения инженерных сооружений оборудованием: машинами, механизмами, трубопроводами, кабелями и проч.

Эти и некоторые другие проблемные стороны ЭМ здесь не рассматриваются из-за ограниченности объёма доклада.

8. Направления развития

Несмотря на то, что ЭМ успешно применяется в инженерной практике, он продолжает развиваться и совершенствоваться. Из основных направлений развития следует отметить совместное использование ЭМ и МКЭ, а также вероятностный подход к оценке исходных данных и к результатам расчёта.

8.1 Использование МКЭ для расчётов КЭС

Как указывалось, КЭС реальных ограниченных подсистем могут отличаться от тех, которые получены из аналитических коэффициентов прохождения через соединения полубесконечных стержней или пластин. Кроме того, не все подсистемы и соединения можно смоделировать простыми элементами типа стержней или пластин. Для таких случаев предлагается при определении КЭС использовать МКЭ. Процедура следующая. МКЭ моделируются подсистемы, составляющие соединение. К каждой подсистеме поочерёдно прикладывается воздействие и рассчитывается отклик — энергия колебаний всех подсистем в соединении. Из известных энергий колебаний и вводимых мощностей находятся КЭС, т.е. решается обратная задача. Подробное описание и проблемные стороны метода можно найти, например, в [28].

8.2 Вероятностный подход

Очевидно, что нет абсолютно одинаковых изделий даже на выходе с производственного конвейера. Разброс вибрационных и шумовых характеристик источников — обычное явление, а его величина в 10 дБ не считается зачастую чрезмерной. Характеристики конструкций также неизвестны точно. Основной вклад в неопределённость вносят не допуски, которые известны из чертежей, а неопределённые факторы, например остаточные сварочные напряжения и деформации, эксплуатационные воздействия (например, судно в плавании деформируется на волнении, образуются также остаточные деформации). Эти факторы неопределённым образом влияют на процессы распространения колебательной энергии. При наличии статистических характеристик исходных данных, используя имитационное моделирование, можно получить статистические характеристики результатов расчёта. Примеры вероятностного подхода к расчёту

ЭМ представлены, например, в [29, 30]. Использование вероятностного подхода позволяет получать доверительные границы результатов расчёта ЭМ, который в принципе является приближённым. Это придаёт достоверность результатам расчёта.

Заключение

Представленный анализ показывает целесообразность и перспективность применения ЭМ для расчета вибрации и шума в сложных сооружениях. Несмотря на недостаточно изученные аспекты, проблемы при практическом использовании, ЭМ, видимо, останется в обозримом будущем единственным широко применяемым методом расчёта в звуковом диапазоне частот. Усовершенствование метода путём совместного использования ЭМ и МКЭ и внедрения вероятностного подхода позволит, видимо, снять многие из проблем.

Литература

1. Westphal W. Ausbreitung von Körperschall in Gebäuden. Akustische Beihefte, 1957, Heft 1, s. 335–348.
2. Lyon R. H. Statistical energy analysis of dynamical systems — Theory and applications. Cambridge MA, MIT Press, 1974.
3. Никифоров А. С., Будрин С. В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. Л., Судостроение, 1968.
4. Никифоров А. С. Вибропоглощение на судах. Изд. «Судостроение», Л., 1979.
5. Бородицкий Л. С., Спиридонов В. М. Снижение структурного шума в судовых помещениях. Л., «Судостроение», 1974.
6. Тартаковский Б. Д., Дубнер А. Б. О возможности определения виброакустических характеристик структуры по результатам натурных испытаний. В кн. Колебания, излучение и демпфирование упругих структур. Под. ред. А. В. Римского-Корсакова. М., «Наука», 1973.
7. Овсянников С. Н. Распространение звуковой вибрации в гражданских зданиях. Издательство Томского государственного архитектурно-строительного университета. Томск, 2000.
8. Banyi Dong et al. Road Noise Modelling Using Statistical Energy Analysis. Proc. SAE N&V Conf., 1995.
9. Cimerman B. et al. Incorporating Layered Acoustic Trim Materials in Body Structural-Acoustic Models. Proc. SAE N&V Conf., 1995.
10. Bremner P. Sound transmission loss modeling of real structures using statistical energy analysis. Inter-Noise 94.
11. Cimerman B., Bremner P. Statistical energy analysis prediction of sound transmission across panels with apertures. Noise-Con 96.
12. Boi N. Tran et al. Modal energy analysis of aircraft response to acoustic fields. Proc. Inter-noise, 1995.

13. Yoshihiko Irie, Tadao Nakamura. Prediction of structure borne sound transmission using statistical energy analysis. Bulletin of Marine engineering society of Japan, 1985, vol. 13, no, 2, pp. 2–14.
14. Fischer R., Boroditsky L., Joo Won-Ho, Park Jong-Hyun. Verification of a hybrid model for shipboard noise predictions. Inter-Noise 2003, paper № 28.
15. Won-Ho Joo, Kyung-Eun Ko, Dong-Hae Kim. Identification of Noise Transmission in a Ship. Inter-Noise 2003, № 362.
16. Richard G. De Jong. Statistical Energy Analysis of Ship Structure-borne Sound. Inter-Noise 2003, Seogwipo, Korea, August 25–28, 2003, paper № 121.
17. Plunt Juha. The use of statistical energy analysis (SEA) for noise level prediction and design of luxury motor yachts. Inter-Noise 1999.
18. T. Tsuta, T. Iwamoto, Y. Kamigaki. Coupled longitudinal and bending wave transmissions analysis in 3D plate structure using statistical energy approach. 4-th International Conference on Marine Technology. Szczecin, Poland, 2001, pp. 145–159.
19. Borello G., Léost O. Modelling of a double decker railway vehicle by the statistical energy analysis. Proc. Euronoise, 1995.
20. Расчет уровней шума в судовых помещениях. Методика. ОСТ 5.0173-75, 1975.
21. Mace B. R. Power flow between two continuous one-dimensional subsystems; a wave solution. Journal of Sound and Vibration, 154, 289–319, 1992.
22. Fahy F. J., Mohammed A. D. A study of uncertainty in applications of SEA to coupled beam and plate systems, Part 1: Computational experiments. Journal of Sound and Vibration, 158, 45–67, 1992.
23. Kessissoglou N. J. Power transmission in L-shaped plates including flexural and in-plane vibration. Journal of the Acoustical Society of America, vol. 115, pp. 1157–1169, 2004.
24. Cremer L., Heckl M., Ungar E. E. Structure-Borne Sound, 2nd edition, Springer, Berlin, 1988.
25. Yamazaki T., Kuroda K. Verification of representation of analytical SEA parameters for structure-borne sound in terms of modal density by using FEM. Journal of Environment and Engineering, vol. 4, № 2, 2009, pp. 431–442.
26. Plunt J. Statistical Energy Analysis (SEA). Theory and Applications. Course material International Masters Programme in Sound and Vibration, Course: Technical Acoustics II, Chalmers University of Technology, Göteborg, 1998.
27. Heron K. H. Advanced Statistical Energy Analysis. Phil. Trans. R. Soc. Lond. A 1994, 346, pp. 501–510.
28. Грушецкий И. В., Смольников А. В. Определение коэффициентов энергетической связи двух балок с использованием метода конечных

элементов. Электронный журнал «Техническая акустика», www.ejta.org, 2005, 24.
29. Грушецкий И. В., Гришин А. А. Измерение и использование в расчетах коэффициентов внутренних потерь корабельных конструкций. Труды ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2008, 40(324), с. 152–171.
30. Грушецкий И. В., Смольников А. В. Определение коэффициентов энергетической связи двух балок с использованием МКЭ: вероятностный подход. Электронный журнал «Техническая акустика», www.ejta.org, 2006, 10.

[1] МКЭ считают точным методом для инженерных расчётов. Погрешность всегда имеется, но для МКЭ она связана в основном с неточностью моделирования.

[2] Анализируя такие результаты, не следует забывать, что при расчётах звука и вибрации в сложных сооружениях имеется много других потенциальных источников погрешностей, что ЭМ в принципе приближённый, что велика неопределённость исходных данных и проч.

МОНИТОРИНГ И СНИЖЕНИЕ НЕГАТИВНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НИЗКОЧАСТОТНОГО ЗВУКА И ВИБРАЦИИ НА ТЕРРИТОРИИ ГОРОДСКОГО ОКРУГА ТОЛЬЯТТИ

Васильев А.В.
Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти, Россия

1. Введение

Проблема негативного воздействия шума на человека и окружающую среду в условиях современного города хорошо известна. Уровень шума в городах возрастает ежегодно в среднем на 0,5-1,0 дБА в год, и по прогнозам, тенденция к усилению шума в городах в ближайшие годы будет сохраняться. Таким образом, можно утверждать, что акустическое загрязнение окружающей среды в настоящее время представляет собой одну из глобальных проблем современной экологии [6].

В условиях городской среды наибольшее значение приобретает тот факт, что шумы различного спектрального состава при распространении звука в открытом пространстве вглубь территории жилой застройки будут иметь различную степень затухания. Поэтому с точки зрения обеспечения экологической безопасности нежелательным будет воздействие шума такого частотного диапазона, который максимально достигнет селитебной территории.

Анализируя данные затухания звука в атмосфере в зависимости от частотного диапазона, можно прийти к выводу, что именно низкочастотный звук распространяется без особого затухания на значительное расстояние и является основным источником дискомфорта для селитебных территорий.

Серьезную опасность как с точки зрения воздействия на различные объекты окружающей среды, так и для здоровья человека, представляет вибрация. Например, воздействие вибрации на корневую систему зеленых насаждений приводит к их высыханию. Вибрация гидросооружений вызывает трещины в стенах жилых домов, их разрушение. В целом воздействие вибрации в условиях города гораздо более локализовано, чем шумовое.

В настоящей статье описаны результаты мониторинга низкочастотного звука и вибрации в условиях современного промышленного города на примере городского округа Тольятти. Предложены пути снижения негативного воздействия низкочастотного звука и вибрации.

2. Особенности мониторинга низкочастотного звука и вибрации урбанизированных территорий

Степень воздействия источников низкочастотного звука и вибрации на городских жителей зависит от множества факторов: взаимного расположения источников и жилой застройки, интенсивности и состава движущихся транспортных потоков и пр. Процент этих воздействий для каждого города различен. Однако в целом можно выделить два основных источника: автомобильный транспорт и энергетические установки различного назначения. Например, хорошо известны проблемы воздействия низкочастотного звука, излучаемого при всасывании поршневых низкооборотных компрессоров и при выпуске газа в атмосферу; проблемы воздействия низкочастотного звука и вибрации автотранспортных потоков на жителей близлежащих домов.

В городском округе Тольятти имеется большое количество участков, на которых жилые дома расположены очень близко к транспортным магистралям (например, на улицах К. Маркса, М. Горького, Ленина, А. Матросова, Комсомольской, Победы и др.). Требования к санитарно-защитным зонам для них не выдерживаются, то автомобильные ДВС являются интенсивным источником низкочастотного звука, превышающего гигиенические требования. Крайне серьезной является также проблема воздействия низкочастотного звука автомобильного транспорта на пешеходов.

Интенсивное вибрационное воздействие излучение в условиях городского округа Тольятти создают транспортные потоки и стационарные энергетические установки: низкооборотные компрессорные установки, насосы, теплообменники, воздуходувки, стационарные двигатели внутреннего сгорания, системы вентиляции.

Наиболее серьезной является проблема воздействия вибрации при работе Жигулевской ГЭС на близлежащие жилые массивы Комсомольского района городского округа Тольятти. Воздействие вибрации усиливается такими факторами, как рельеф (наличие уклона), склоновые процессы, береговые деформации, подтопление. В результате возникают разрушения жилых домов, которые можно разделить на два основных вида:

– разрушения в стенах домов, сложенных из силикатного кирпича (здесь играют роль такие факторы, как срок эксплуатации домов, размывание кирпича водой, деформации фундаментов, вибрация и др.);

– разрушения в конструкциях относительно новых домов (такие разрушения характерны для сейсмической нагрузки).

Особенно интенсивным является вибрационное воздействие на жилые дома во время пропуска половодья через водосливную плотину.

В целом мониторинг низкочастотного звука и вибрации носит многоэтапный характер. Можно выделить следующие основные этапы:

1. Анализ источников низкочастотного звука и вибрации, создаваемых на данной территории. Выявление зон урбанизированной территории, потенци-

ально наиболее опасных с точки зрения воздействия низкочастотного звука и вибрации.

2. Отработка методики проведения натурных измерений акустического загрязнения на основе действующих нормативных документов и других подходов.

3. Натурные измерения. Обработка экспериментальных данных. Выдача заключений о соответствии нормативным требованиям.

4. Моделирование и расчет распространения низкочастотного звука и вибрации на территории жилой застройки или производственного участка.

5. Построение карт низкочастотного звука и вибрации.

6. Разработка мероприятий по снижению воздействия низкочастотного звука и вибрации.

3. Натурные измерения низкочастотного звука и вибрации на территории городского округа Тольятти

Коллективом под руководством автора статьи проведены измерения низкочастотного звука и вибрации на территории жилой застройки, объектов отдыха и ряде производственных площадок городского округа Тольятти. Всего было проведено более 600 измерений, по каждому из которых составлены протоколы результатов измерений.

Измерялись эквивалентные значения уровня звука и спектральные значения уровня низкочастотного звука. При проведении измерений соблюдались все необходимые требования. Метеоусловия определялись с помощью измерителя параметров микроклимата «Метеоскоп». Для проведения измерений использовался шумомер - анализатор шума "Октава 101АМ", заводской номер 04А391 с капсюлем микрофона типа ВМК-205 заводской номер 1476 и предусилителем типа КММ400, заводской номер 03168, поверенный ФГУ Самарским центром стандартизации, метрологии и сертификации.

Оценка результатов измерений проводилась в соответствии с действующими нормативными документами.

Анализ результатов измерений уровней низкочастотного звука и инфразвука на территории городского округа Тольятти показал, что превышение нормативных значений по уровню звукового давления в октавной и третьоктавной полосах частот выявлено в большинстве точек измерений, в том числе на ул. Родины, д. №36; ул. Лесной, д. №46; ул. Л. Чайкиной, дом №63; ул. У. Громовой, дом №50 и др. В ряде точек измеренные значения уровней низкочастотного звука и инфразвука предельно близки к максимально допустимым.

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

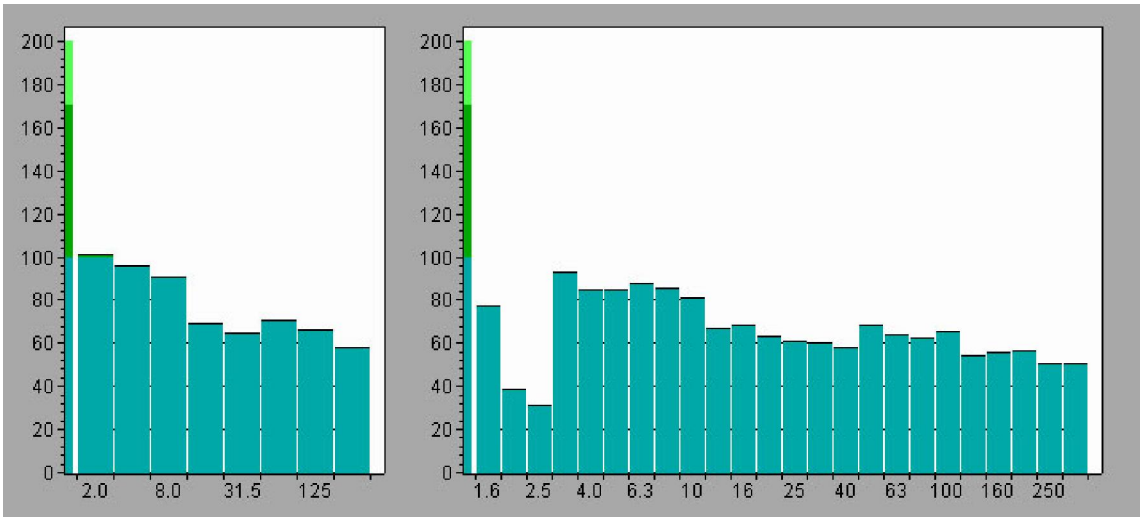


Рис. 1. Спектральные характеристики уровней низкочастотного звука и инфразвука для точки №К-1, Комсомольский район, ул. Л. Чайкиной, дом №63 (октавный и третьоктавный диапазоны)

В некоторых точках территории городского округа Тольятти производились измерения уровней низкочастотного звука в ночное время. Анализ результатов измерений показал, что ситуация с воздействием низкочастотного звука в ночное время является крайне неблагоприятной. В ряде точек измерений было зафиксировано значительное превышение нормативных значений как по эквивалентному уровню звука, так и по спектральным характеристикам. Так, значительное превышение нормативных значений выявлено в точках измерений: Автозаводской район, Приморский б-р, дом № 48; Центральный район, ул. Ленина, дом №91; ул. Ярославская, дом №11.

Были также проведены измерения уровней звука на ряде производственных площадок. Для территории Северного промышленного узла г. Тольятти установлено, что с точки зрения воздействия на жилую зону наиболее серьезные проблемы создает низкочастотный звук в районе ОАО "Волгоцеммаш", на ул. 50 лет Октября, Центральная СТО, и возле Тольяттинского завода технологического оборудования, ул. Комсомольская. На территории производственных площадок ОАО "КуйбышевАзот" и ОАО "ЗПБО" выявлен ряд рабочих зон с превышением допустимых гигиенических требований.

Воздействие вибрации в открытом пространстве представляет опасность как для здоровья жителей и персонала, так и для объектов, зданий и сооружений, расположенных на селитебной территории, и может приводить к негативным последствиям для здоровья населения и экологического благополучия территории в целом. В частности, воздействие вибрации может привести как к повышенным колебаниям грунта и фундамента на территории обследуемой площадки и за ее пределами, так и к негативному воздействию на производственный персонал.

В качестве объекта для проведения исследований была выбрана площадка строительства модульной котельной базы отдыха "Подснежник" ОАО "Куйбы-

шевАзот", на которой расположены следующие энергетические установки: вентиляционные системы, насосы, компрессор. Территориально площадка строительства располагается на территории зоны отдыха в районе Портпоселка г. Тольятти рядом с лесным массивом и рекой Волга. Рядом находится несколько баз отдыха ("Волна", "Благодать" и др.). Ближайшие жилые кварталы Центрального района г. Тольятти находятся на расстоянии не менее 1,5 км от площадки строительства.

Схема измерений вибрации с указанием точек измерений на площадке строительства модульной котельной базы отдыха "Подснежник" ОАО "КуйбышевАзот" и на прилегающей территории показана на рис. 2. Пунктирной линией и буквой "К" обозначена территория обследуемой площадки строительства модульной котельной базы отдыха "Подснежник".

С использованием виброметра "Октава 101ВМ" были проведены измерения вибрации на площадке строительства модульной котельной базы отдыха "Подснежник" ОАО "КуйбышевАзот" (в том числе на рабочих местах) и на прилегающей территории в рабочее время.

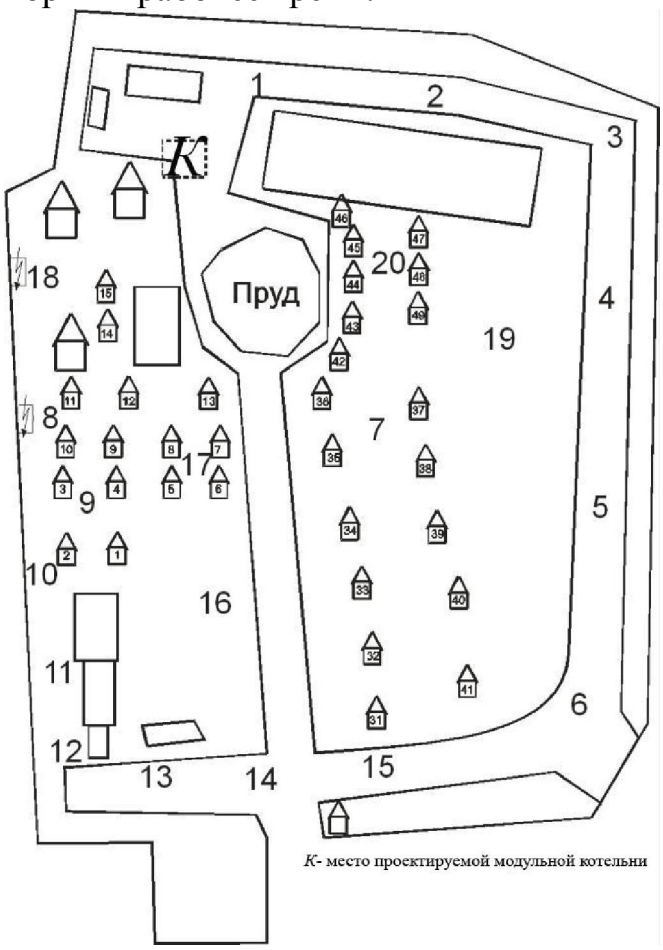


Рис. 2. Точки измерений вибрации на территории обследуемой площадки строительства модульной котельной базы отдыха "Подснежник" ОАО "КуйбышевАзот" и на прилегающей территории
К – площадка строительства модульной котельной

Результаты измерений в каждой из точек были оформлены в виде протоколов измерений. Диаграмма спектральных характеристик уровней виброускорения для тт. №№1 и 7 (октавный и третьоктавный диапазоны, ось z) показаны соответственно на рис. 3 и 4.

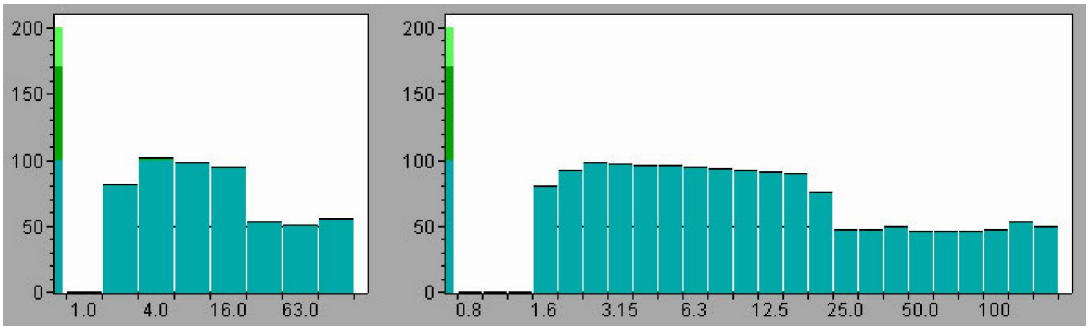


Рис. 3. Диаграмма спектральных характеристик уровней виброускорения для точки измерений №1 (октавный и третьоктавный диапазоны, ось z)

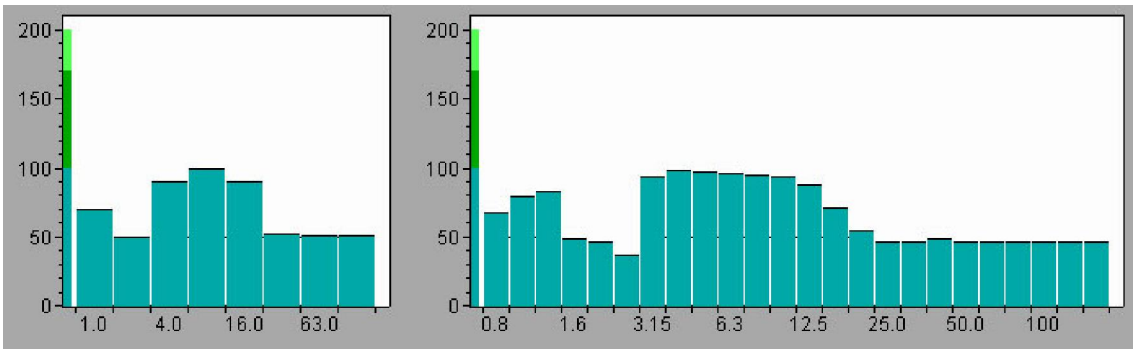


Рис. 4. Диаграмма спектральных характеристик уровней виброускорения для точки №7 (октавный и третьоктавный диапазоны, ось z)

Допустимые значения нормируемых параметров вибрации в жилых помещениях и общественных зданиях приведены в табл. 9 и 10 Санитарных норм СН-2.2.4/2.1.8.566-96. "Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий". Допустимые значения вибрации в жилых помещениях, палатах больниц, санаториев по эквивалентном корректированному уровню виброускорения не должны превышать 72 дБ, в административно-управленческих помещениях и в помещениях общественных зданий - 80 дБ.

На обследованной территории базы отдыха "Подснежник" ОАО "КуйбышевАзот" максимальные значения по эквивалентному корректированному уровню виброускорения зафиксированы в точках №№1 и 7 и составили 79 дБ. Учитывая отдаленность источника вибрации от ближайших домов, в которых проживают отдыхающие, нормативные требования по вибрации для помещений и для территорий близлежащих турбаз не превышены.

Построены также карты спектральных значений низкочастотного звука и вибрации для ряда участков территории жилой застройки и промышленных площадок.

4. Составление карт низкочастотного звука и вибрации территории городского округа Тольятти

Составление карт уровней звука и вибрации в селитебной территории является весьма эффективным для последующего их прогнозирования и оценки [1-7 и др.]. Карта шума характеризует состояние шумового климата в населенном пункте (городе) в период ее составления и на перспективу от всех видов внешнего шумового воздействия в городе (населенном пункте). Она констатирует уровень шума в заданных точках селитебной территории, определяет наиболее шумоопасные участки, позволяет рассчитать ожидаемые уровни шума на примагистральной территории и внутри зданий, расположенных на этой территории, а также для определения необходимых мероприятий по снижению шума. Карты уровней звука и вибрации разрабатываются с целью не только определения степени виброакустического благоустройства города, но и для выработки конкретных шумовиброзащитных мероприятий. Большим достоинством карт уровней звука и вибрации является их наглядность при оценке величин звука и вибрации в любой из заданных точек селитебной зоны, возможность цветового и другого представления шумовиброопасных зон.

Тип карт низкочастотного звука и вибрации может различаться по ряду признаков:

- карты для отдельных источников низкочастотного звука и вибрации;
- карты спектральных характеристик низкочастотного звука и вибрации;
- карты на основании результатов измерений или расчетов;
- карты улично-дорожных сетей, построенные с использованием теории графов и др.

Составлению карт низкочастотного звука и вибрации должна предшествовать большая подготовительная работа по изучению существующих источников низкочастотного звука и вибрации, жилых кварталов, дорожно-транспортной сети города (населенного пункта) и пр. Например, при анализе образования шума на транспортных магистралях необходимо учитывать следующие факторы: состав транспортного потока, интенсивность движения, скорость потока, состояние путей (дорог), продольный уклон магистрали, тип дорожного покрытия, характер застройки и т.п. Поэтому точки измерений и расчетов должны быть выбраны в характерных местах.

Широкое распространение получило составление карт уровней звука и вибрации расчетным методом с использованием специальных компьютерных программ. Одними из самых распространенных программных пакетов являются «LIMA», «SoundPLAN» и др. Эти пакеты интегрировали в себе методы построения графической (карт) информации, обработки баз данных параметров системы и методы визуализации для наглядного представления результатов работы. Возможно также составления карт на основании как измерений, так и расчетов.

Главный недостаток существующих карт шума и вибрации в том, что они отражают только текущее положение и позволяют лишь определить наиболее загрязненные участки и оценить уровень загрязнений, но не позволяют осуще-

ствлять эффективное прогнозирование. Автором предложено составление так называемых динамических карт, сущность построения которых заключается в том, что измеренные данные накапливаются в точках, в которых непосредственно проводились измерения, а эти точки показываются на карте. В результате при проведении цикла измерений шума и вибрации можно получить графики изменения их значений, что позволяет осуществлять достаточно точное прогнозирование динамики их изменений. К достоинствам предлагаемого типа карт относится также абсолютная точность значений в данной точке измерений, что позволяет разрабатывать эффективные мероприятия по их снижению.

Разработано программное обеспечение, позволяющее осуществлять автоматизированную обработку и оценку результатов измерений различных физических воздействий. Программа представляет собой сложный комплекс, который состоит из следующих основных модулей, интегрированных с другими модулями автоматизированного рабочего места «Physic City Test»:

– Модуль ведения базы данных и автоматизированной обработки результатов измерений различных физических воздействий;

– Модуль оценки соответствия проведенных измерений нормам экологического законодательства.

Для общей оценки измерений во всех точках можно использовать режим цветовой схемы. Для отрисовки цветовой градации необходимо нажать кнопку «Цветовая схема», при этом все точки на карте будут отрисованы в соответствии с цветовой схемой и результатами измерений. На модуль программы «Sound City Test» получено свидетельство №206611861 об официальной регистрации.

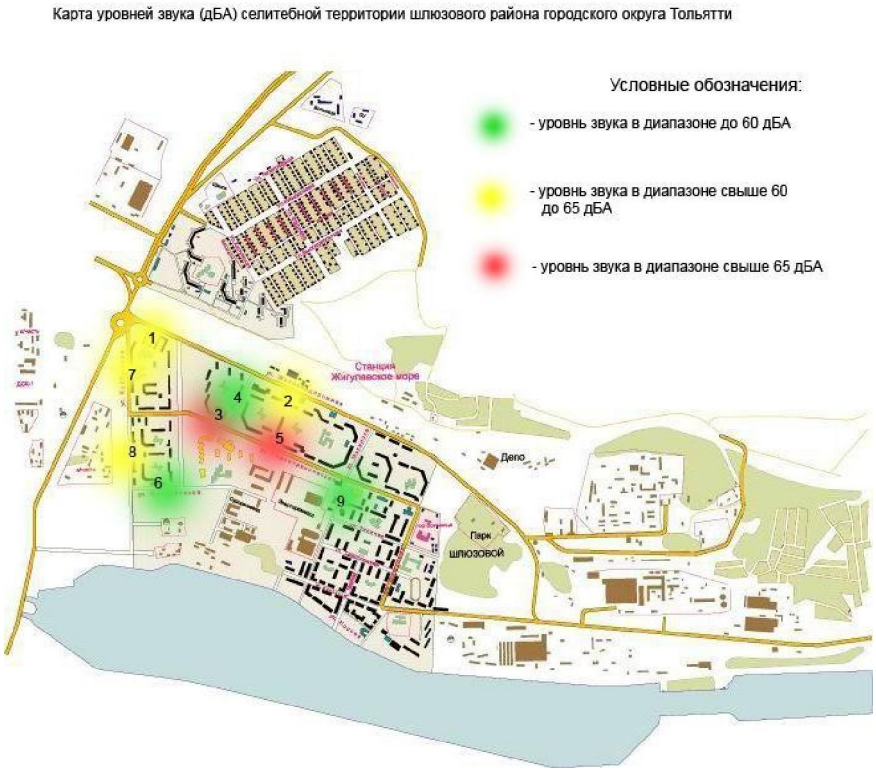


Рис. 5. Карта уровней звука территории Шлюзового микрорайона городского округа Тольятти

С использованием результатов измерений и разработанного программного обеспечения построены карты уровней низкочастотного звука и вибрации территории городского округа Тольятти. При построении карт зеленым цветом обозначены значения уровней звука в диапазоне до 60 дБА включительно, жёлтым цветом - значения уровней звука в диапазоне от 61 до 65 дБА включительно, красным – свыше 65 дБА.

В качестве примера на рис. 5 показана карта уровней звука территории Шлюзового микрорайона городского округа Тольятти.

Карта вибрационного воздействия водосливной плотины ГЭС на Центральную часть Комсомольского района г.о. Тольятти в период пропуска половодья показана на рис. 6 [3]. Вибрационное воздействие показано в условных единицах – отношении амплитуд колебаний на грунтах к амплитудам колебаний на водосливной плотине ГЭС. Показаны зависимости вибрации от расстояния до плотины, а также наличие неоднородностей, которые объясняются действием дополнительных негативных экологических факторов.

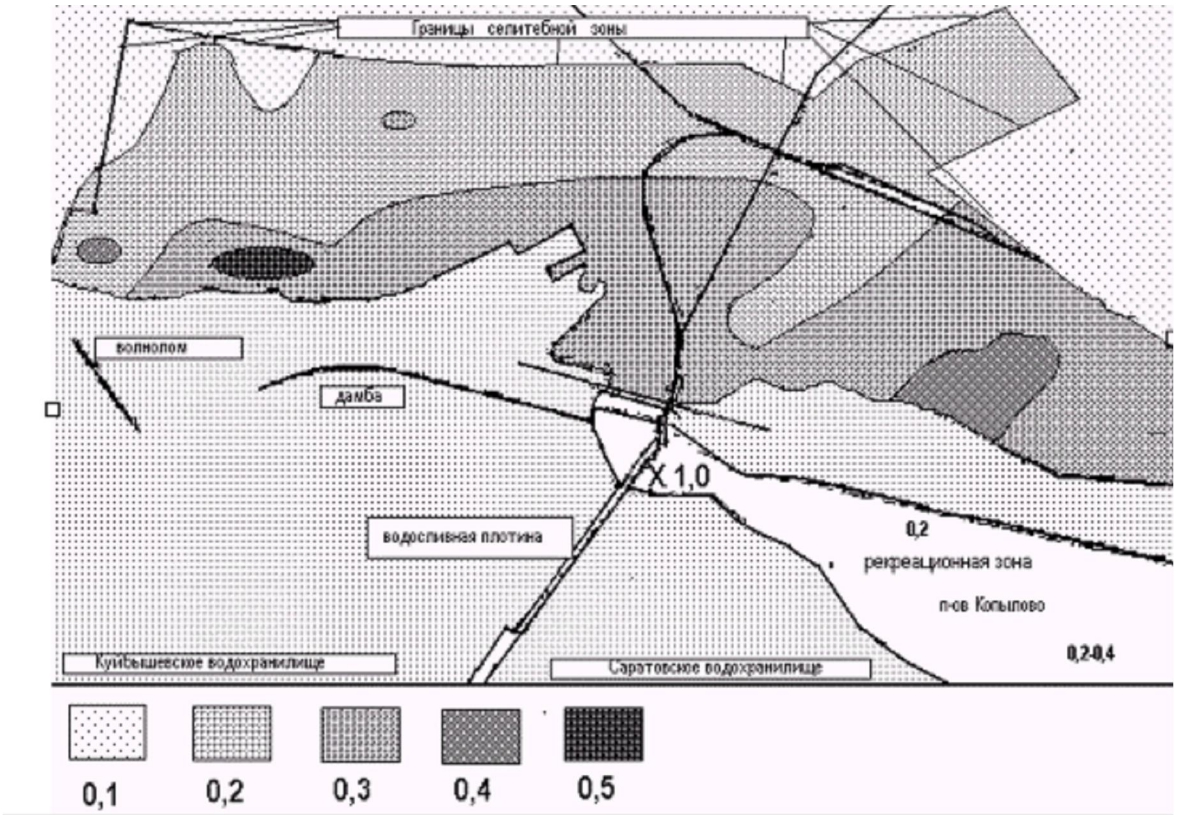


Рис. 6. Карта вибрационного воздействия водосливной плотины ГЭС на Центральную часть Комсомольского района г.о. Тольятти в период пропуска половодья

5. Методы снижения воздействия низкочастотного звука и вибрации в наиболее неблагополучных участках территории городского округа Тольятти

В широком плане методы защиты от воздействия шума и вибрации можно разделить на следующие основные группы [1, 2, 5, 6]:

– Организационные мероприятия;
– Защита временем;
– Защита расстоянием;
– Мероприятия режимного характера;
– Инженерно-технические мероприятия по защите населения от воздействия шума и вибрации;
– Мероприятия по оценке и прогнозированию уровня акустических загрязнений;
– Средства индивидуальной защиты от воздействия шума и вибрации.

Снижение низкочастотного звука традиционно является трудной и дорогостоящей задачей и во многих случаях неосуществимо ввиду наличия длинных акустических волн. Если рассматриваются только средства пассивного подавления, то длинные волны обуславливают необходимость использования больших глушителей и тяжелых ограждений. Всё это заставляет искать и внедрять другие подходы к снижению низкочастотного звука. Одним из них является метод активной компенсации.

В табл. 1 приводятся предлагаемые автором методологические основы классификации методов снижения низкочастотного звука энергетических машин и установок на основе методов активной и гибридной компенсации.

Таблица 1

Методологические основы классификации методов снижения низкочастотного звука энергетических машин и установок на основе активной и гибридной компенсации

№	Критерии классификации	Типы классификации	Примеры
1.	Общий подход к снижению низкочастотного звука энергетических машин и установок	Снижение в источнике возникновения	Глушители шума
		Снижение на путях распространения	Акустические экраны
		Индивидуальные средства защиты	Электродинамические активные наушники

Таблица 1 (продолжение)

№	Критерии классификации	Типы классификации	Примеры
2.	Пространственная разновидность снижения низкочастотного звука энергетических машин и установок	1.1. Одномерное распространение звука (газоводы);	Активные и гибридные системы компенсации низкочастотного звука в каналах вентиляционных систем
		1.2. Двухмерное распространение звука (плоские поверхности)	Активная компенсация низкочастотного звука, распространяющегося через окна внутрь помещений
		1.3. Трехмерное распространение звука 1.3.1. Снижение внутри огражденного объема;	Активная компенсация низкочастотного звука, генерируемого ДВС, внутри пассажирского салона автомобиля
		1.3.2. Снижение на открытом пространстве	Снижение низкочастотного звука энергетических машин и установок на открытом пространстве урбанизированной территории с использованием гибридных шумозащитных экранов
3.	Периодичность генерации низкочастотного звука энергетических машин и установок	Периодические	Активные глушители шума впуска и выпуска поршневых машин
		Непериодические	Акустическое экранирование низкочастотного транспортного шума
4.	Энергетический критерий	Пассивные	Звукоизоляция
		Активные (адаптивные и неадаптивные)	Активные глушители
		Гибридные (активно-пассивные)	Гибридный глушитель шума выпуска автомобильного ДВС
5.	Комплексность снижения звука энергетических машин и установок от различных источников	Снижение низкочастотного звука одиночного источника	Активный глушитель шума выпуска автомобильного ДВС
		Снижение низкочастотного звука нескольких источников	Активный глушитель шума выпуска и впуска автомобильного ДВС
		Комплексное снижение низкочастотного звука	Устройства комплексного снижения низкочастотного звука автомобильного ДВС на основе активной и гибридной компенсации

Таблица 1 (продолжение)

№	Критерии классификации	Типы классификации	Примеры
6.	Разновидность спектра источника низкочастотного звука и вибрации	Широкополосный шум	Снижение шума внутри зданий путем использования активной компенсации в сочетании со звукоизоляцией и звукопоглощением
		Узкополосный (тональный) шум	Активные глушители шума основной частоты и максимальных кратных гармоник спектра шума систем впуска и выпуска автомобильных ДВС
7.	Вид энергетической установки	Энергетические установки отдельных транспортных средств	Активная компенсация низкочастотного звука в кабине водителя и пассажирском салоне транспортного средства
		Низкочастотный шум транспортных потоков	Активные глушители аэродинамического шума энергетических установок
		Низкочастотный звук стационарных энергетических установок	Активные и гибридные системы компенсации низкочастотного звука в каналах вентиляционных систем

Широкое распространение в качестве средства для защиты от городского шума получили акустические экраны [5]. Однако в области низкочастотного звука традиционные типы акустических экранов неэффективны, так как использование звукопоглощающих материалов практически не дает эффекта снижения низкочастотного звука. Дополнительное использование активных компенсаторов в этой конструкции дает возможность значительно снизить низкочастотный звук. Автором разработана конструкция гибридного акустического экрана, содержащего, наряду со звукопоглощающим материалом, активные излучатели звука, расположенные на определенных расстояниях друг от друга и рассчитанные на снижение низкочастотного шума, обусловленного эффектом дифракции акустического экрана. Снижение шума в данной конструкции достигается не только за счет экранирующего эффекта, но и применения как минимум двух независимых контроллеров с использованием многоканального адаптивного сигнала для минимизации суммы среднеквадратичных значений уровней звукового давления в точках, расположенных вдоль дифракционной кромки акустического экрана. Типовая конструкция гибридного акустического экрана показана на рис. 4.

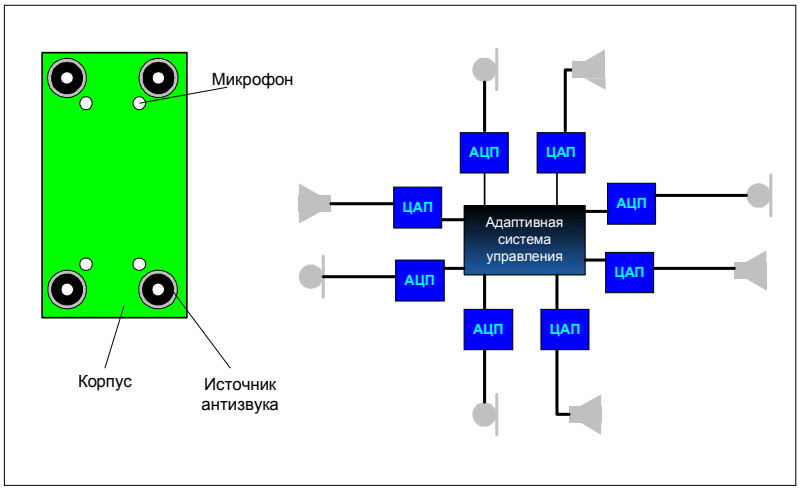


Рис. 4. Конструкция гибридного акустического экрана

Гибридные акустические экраны, сочетающие заглушающие свойства акустических панелей со звукопоглощающим материалом и активной компенсации звука, целесообразно прежде всего использовать тогда, когда необходимо достичь заглушения звука по всему частотному диапазону (в больничных корпусах, школьных классах и пр.).

Помимо средств активной и гибридной компенсации, для снижения воздействия низкочастотного звука на территории городского округа Тольятти был предложен ряд других мероприятий:

– мероприятия режимного характера по недопущению генерации внутриквартальных источников низкочастотного звука в ночное время;

– вынос предприятий, работа которых связана с созданием значительных уровней низкочастотного звука, за черту жилой застройки;

– использование административно-организационных мероприятий по снижению уровней низкочастотного звука за счет снижения интенсивности и шумности транспортных потоков;

– развитие альтернативного транспорта, а также более интенсивное использование общественного транспорта и др.

Средства защиты от вибрации в широком плане можно подразделить на средства индивидуальной и коллективной защиты [6]. Индивидуальные средства защиты от вибрации в основном предназначены для уменьшения воздействия локальной вибрации. К ним относятся виброзащитные рукавицы, представляющие устройство с мягкой поролоновой прокладкой. Возможно также использование виброизолирующих рукояток и виброзащитной обуви, предназначенной для снижения общей вибрации. Средства индивидуальной защиты от вибрации используются персонально и не могут заменить использование коллективных средств.

Коллективные средства защиты от вибрации предназначены и используются для ее снижения на рабочих местах, в окружающей и бытовой среде. По отношению к источнику вибрации все средства коллективной защиты можно подразделить на следующие:

– снижающие вибрацию источнике образования;
– снижающие вибрацию по пути от источника вибрации к точке наблюдения или расчётной точке.

Коллективные средства и методы защиты от вибрации классифицируются следующим образом:

1. Архитектурно-планировочные методы:
– рациональное размещение технологического оборудования;
– рациональное размещение рабочих мест;
– создание виброзащитных зон.
2. Виброакустические средства:
– средства вибропоглощения;
– средства виброизоляции;
– гасители вибрации и др.
3. Организационно-технические методы:
– применение технологических процессов с низкой вибрацией;
– оснащение виброопасных машин средствами дистанционного управления и автоматического контроля;
– совершенствование технологии ремонта и обслуживания машин;
– применение машин с низкой вибрацией, изменение конструктивных элементов машин;
– использование рациональных режимов труда и отдыха.

Рассматривая факторы риска разрушения жилых домов от вибрации при работе Жигулевской ГЭС, необходимо учитывать техническое состояние жилых домов; срок эксплуатации жилых домов; высотность домов; конструктивные особенности домов (например, материал стен, типы фундаментов и др.) и пр.

Для снижения низкочастотной вибрации энергетических установок и их трубопроводных систем рекомендован комплекс мероприятий, связанных со снижением передачи вибраций на элементы компрессорной установки и фундамент, установкой виброгасящих опор, стяжек, использованием буферных гасителей пульсаций давления газа в трубопроводах и др.

6. Заключение. Основные выводы.

Были проведены исследования по мониторингу низкочастотного звука и вибрации в условиях современного промышленного города на примере городского округа Тольятти. Анализ характеристик низкочастотного звука и вибрации осуществлялся путем проведения натурных измерений. Исследования проводились сотрудниками аккредитованной научно-исследовательской лаборатории НИЛ-9 "Виброакустика, экология и безопасность жизнедеятельности" Тольяттинского государственного университета.

Проведен анализ результатов измерений. Сделаны заключения о соответствии измеренных уровней звука и вибрации нормативным требованиям. Построены карты низкочастотного звука и вибрации различных участков селитебной территории и промышленных площадок городского округа Тольятти.

Предложены пути снижения негативного воздействия низкочастотного звука и вибрации.

Проведенные исследования позволяют сделать общий вывод, что для ряда участков территории городского округа Тольятти наблюдается значительное превышение санитарно-гигиенических норм по низкочастотному звуку. На территории Комсомольского района, примыкающей к Жигулевской ГЭС, существует опасность воздействия вибрации, создаваемой при работе ГЭС, на жилую зону.

Работа выполнена в рамках мероприятия 1.2.1 «Проведение научных исследований научными группами под руководством докторов наук» направления 1 федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы Министерства образования и науки РФ.

Литература

1. Васильев А.В. Снижение шума транспортных потоков в условиях современного города. В ежемесячном научно-техническом журнале "Экология и промышленность России", №6 июнь 2004 г., с. 37-41.
2. Васильев А.В., Розенберг Г.С. Мониторинг акустического загрязнения селитебной территории г. Тольятти и оценка его влияния на здоровье населения. В журнале "Безопасность в техносфере", №3, 2007, с. 9-12.
3. Шумаков Г.В., Шумакова Е.М., Васильев А.В. Оценка опасности, создаваемой микросейсмическим воздействием гидроузла в сочетании с другими негативными экологическими процессами. В сборнике трудов молодых ученых первого международного экологического конгресса (третьей международной научно-технической конференции) "Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов" ELPIT-2007, г. Тольятти, Россия, 20-23 сентября 2007 г., т.2, с. 407-417.
4. Воробьёв П.В., Иванов Н.И., Рудаков М.Л., Самойлов М.М. Влияние антропогенных физических полей на население большого города. В сб. докладов 4-й Всероссийской научно-практической конференции с международным участием "Новое в экологии и БЖД", 1999, т.1 с. 100-111.
5. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов - СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.: ил.
6. Инженерная экология и экологический менеджмент: учебник под ред. Н.И. Иванова и И.М. Фадина, М.: «Логос», 2003, 528 с., ил.
7. Шевченко Д.П., Васильев А.В. Программное обеспечение для автоматизированной системы экологического мониторинга физических загрязнений урбанизированных территорий. В специальном выпуске "ELPIT-2005" научного издания «Известия Самарского научного центра РАН», г. Самара, 2005 г., т.2, с. 292-295.

ЭФФЕКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА В ЭНЕРГЕТИКЕ

Тупов В.Б.
Московский энергетический институт (технический университет)

Шумовое воздействие является одним из важных факторов негативного воздействия на окружающую среду. Законы «Об охране атмосферного воздуха» и «Об охране окружающей природной среды» обязывают снижение его негативного воздействия. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96 устанавливают допустимые уровни шума на рабочих местах и территории жилой застройки, а СанПиН 2.2.1/2.1.1.567-01– создание санитарно-защитных зон вокруг предприятий.

Одним из шумных отраслей производства является энергетика. Это обусловлено следующими особенностями [1]:

1. работа энергетического оборудования в штатном режиме связана с шумоизлучением, которое превышает санитарные нормы не только на территории энергетических объектов, но и на территории окружающего района.
2. энергетические объекты, такие как ТЭЦ, РТС, КТС находятся в крупных городах рядом с жилыми районами.
3. модернизация энергетики связана с использованием парогазовых установок (ПГУ) и газотурбинных установок (ГТУ), а также оборудования более высоких технических параметров, которое имеет повышенное шумоизлучение.
4. круглосуточный цикл работы энергетического оборудования обуславливает особую опасность шумового воздействия для населения в ночное время, когда влияние, например, транспортного шума в ночное время снижается.
5. некоторое энергетическое оборудование имеет тональные составляющие в своем спектре излучения.

Превышение допустимых норм для рабочих зон по уровню звука при работе различного энергетического оборудования по результатам измерений на расстоянии 1 м следующее [1]:

- аварийные сбросы пара в атмосферу — 36-58 дБА;
- газовые турбины — 18-32 дБА;
- паровые турбины — до 20 дБА;
- тягодутьевые машины — 5-15 дБА;
- ГРП — 20-25 дБА;
- РОУ — 28-32 дБА;
- градирни — до 7 дБА;

- трансформаторы — до 5 дБА;
- углеразмольное оборудование — 7-21 дБА;
- насосы — 9-17 дБА;
- компрессора — 6-15 дБА.

Поэтому проблема снижения шума в энергетике в ближайшее время будет возрастать. Учитывая большое превышение санитарных норм, необходимо осуществление комплексных мер по снижению шума от оборудования.

Вопросами снижения шума в нашей стране занимается целый ряд организаций. За два последних года по рассматриваемой теме следует отметить публикации НИИСФ [2,3], НПО ЦКТИ [4,5] и др.

В Московском энергетическом институте (МЭИ ТУ) НОЦ «Снижение шума энергетического оборудования» проводится комплекс работ по снижению шума в энергетике [6-8]. В последние два года проводились работы по снижению шума таких интенсивных источников, как паровые выбросы[9], парогазовые установки [10],трансформаторы [11], градирни, а также разработке эффективных глушителей для газовых трактов энергетических котлов [12-13]. При разработке рекомендаций и проектов глушителей уделялось большое внимание их высокой акустической эффективности; минимальным массогабаритным размерам; надежности эксплуатации при относительно высоких температурах с учетом возможности возникновения коррозии; умеренным капитальным затратам на изготовление и установку; технологичности в изготовлении, компактности и легкости монтажа. При разработке рекомендаций для парогазовых установок, тягодутьевых машин особое внимание уделялось обеспечению умеренного аэродинамического сопротивления глушителями, которое не должно ограничивать или ухудшать эксплуатационные характеристики оборудования.

Продолжилось внедрение различных модификаций парового глушителя МЭИ на энергетических объектах страны. Сбросы пара энергетических котлов в атмосферу является наиболее интенсивным, хотя и кратковременным, источником шума, как для территории предприятия, так и для окружающего района, превышение санитарных норм при которых, как показано выше имеет максимальное значение по сравнению с другими источниками.

Разработанная авторами программа «Расчет глушителей шума выброса пара в атмосферу» позволяет рассчитывать геометрические характеристики глушителя для различных расходов и параметров пара, обеспечивая требуемое снижение уровня шума. В настоящее время глушители МЭИ установлены на ТЭЦ-7,ТЭЦ-9, ТЭЦ-11, ТЭЦ-17ОАО Мосэнерго, Саранской ТЭЦ-2 ОАО «ТГК-6», а также энергетическом котле ОКГ-180 Новолипецкого металлургического завода (ОАО «НЛМК»).Расходы пара через глушители МЭИ, которые успешно эксплуатируются на станциях страны, составили от 154 т/ч до 16 т/ч, а их измеренная акустическая эффективность составила по уровню звука до 38,3 дБА. Глушители МЭИ по сравнению с зарубежными и отечественными аналогами имеют наилучшие удельные характеристики, позволяющие достигать максимального акустического эффекта при минимальном весе глушителе и максимальном расходе пара через глушитель [9]. Паровые глушители МЭИ могут

быть использованы для снижения шума сбросов в атмосферу перегретого и влажного пара, природного газа и др. Конструкция глушителя может эксплуатироваться в широком диапазоне параметров сбрасываемого пара и применяться как на блоках с докритическими параметрами, так и на блоках со сверхкритическими параметрами. Опыт применения глушителей МЭИ показал необходимую акустическую эффективность и надёжность работы глушителей на различных объектах.

МЭИ разработал проекты паровых глушителей для контуров низкого и высокого давления котла –утилизатора П-132 блока ПГУ-800 Киришской ГРЭС. На рис.1 показан готовый к монтажу глушитель шума МЭИ для котла – утилизатора П-132 блока ПГУ-800 Киришской ГРЭС (сентябрь 2010 г.). Общая масса глушителя для контуров низкого давления составляет 360 кг, а его расчетная акустическая эффективность составляет 3 – 33 дБ во всем диапазоне нормируемых октавных полос. Общая масса глушителя для контура высокого давления составляет около 3 т, а расчетная акустическая эффективность глушителя шума составляет 17 – 55 дБ во всем диапазоне нормируемых октавных полос.

Рис.1 Глушители шума МЭИ для ПГУ-800 Киришской ГРЭС

На рис.2 приведена система шумоглушения МЭИ для выброса пара после ГПК котла ТП-230 ст.№5 ТЭЦ-17 ОАО «Мосэнерго» (г.Ступино). В настоящее время указанная система смонтирована на ТЭЦ. Расчетная акустическая эффективность системы шумоглушения составляет 15 – 35 дБ во всем диапазоне нормируемых октавных полос. Масса одного глушителя равна 910 кг. Общий вес системы шумоглушения с учетом двух глушителей, объединительного коллектора, дополнительных трубопроводов, отводов и тройников составит около 2270 кг.

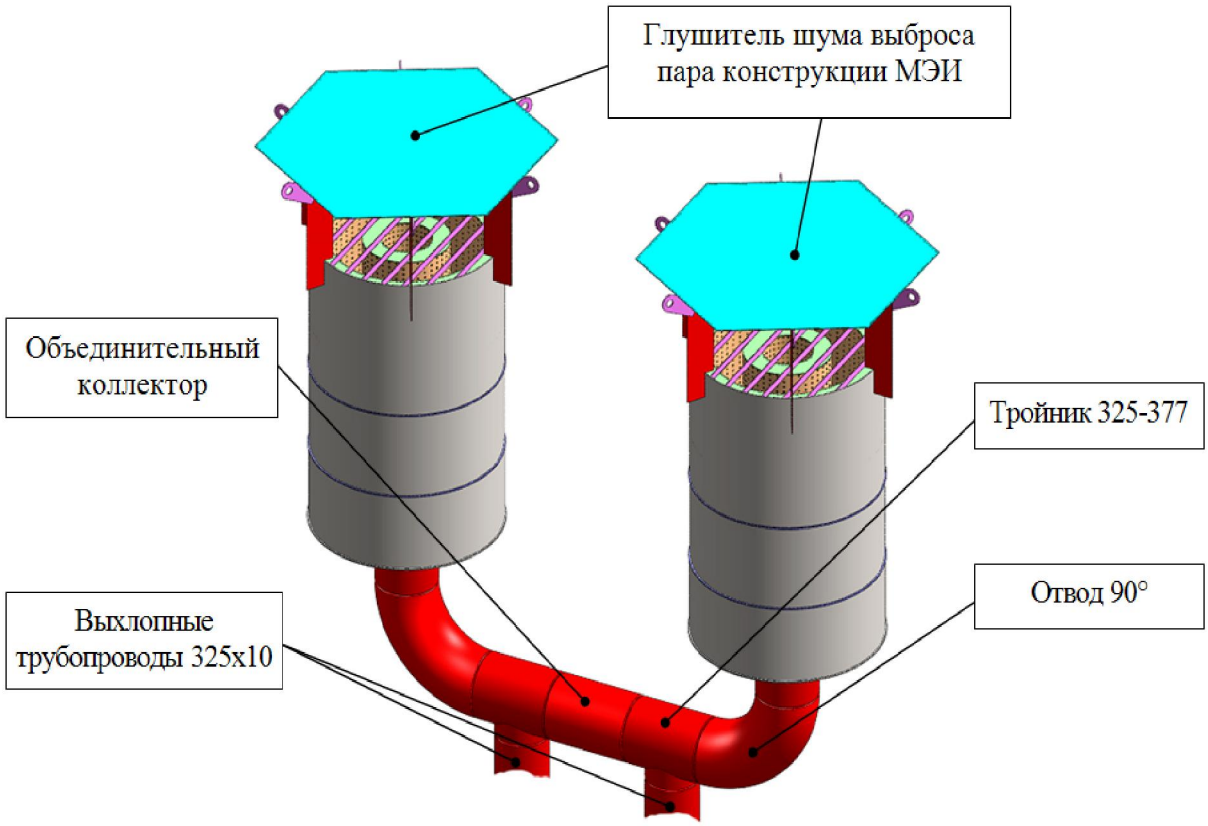


Рис. 2 Система шумоглушения МЭИ для выброса пара после ГПК котла ст.№5 ТЭЦ-17 ОАО «Мосэнерго»

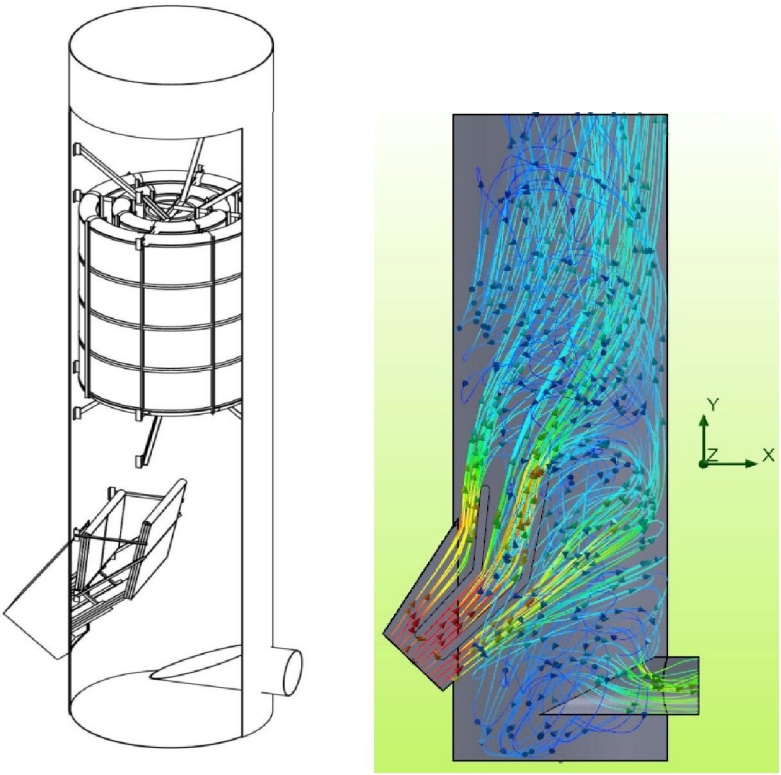
Другим важным источником шума являются тракты парогазовых установок (ПГУ). Здесь разработаны меры по шумоглушению для газовых трактов котла-утилизатора Е-57,5/12,0-7,4/0,6-520/280 для блока ПГУ-60 Уфимской ТЭЦ-2 и котла-утилизатора, выполненного по лицензии компании «Nooter/Eriksen», парогазового блока ПГУ-220 с газовой турбиной ГТЭ-160 Уфимской ТЭЦ-5. В обоих случаях используются цилиндрические глушители.

Глушитель шума котла-утилизатора Е-57,5/12,0-7,4/0,6-520/280 для блока ПГУ-60 Уфимской ТЭЦ-2состоит из трёх цилиндров (кассет). Внешний диаметр первого цилиндра 758 мм, второго – 1875 мм, третьего – 2992 мм. Цилиндры размещены равномерно в дымовой трубе диаметром 3350 мм. Толщина кассет глушителя составляет 200 мм, расстояние между кассетами глушителя составляет 358 мм, расстояние между крайним цилиндром и стенкой дымовой трубы – 179 мм. При таком размещении цилиндров относительное проходное сечение глушителя шума составляет 64%. Длина всех цилиндрических кассет составляет 2800 мм. Акустическая эффективность рекомендуемого глушителя шума составляет 2,2 – 19,0 дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5 – 8000 Гц. Дополнительное аэродинамическое сопротивление из-за установки цилиндрического глушителя, которое составляет 108 Па, не должно ограничивать производительность котла-утилизатора и ГТУ SGT-800.

Масса цилиндрического глушителя шума газового тракта котла-утилизатора Е-57,5/12,0-7,4/0,6-520/280 для блока ПГУ-60 Уфимской ТЭЦ-2 составит приблизительно 2,2 т.

Глушитель газового тракта котла-утилизатора энергоблока ПГУ-220 Уфимской ТЭЦ-5 имеет следующую конструкцию. Цилиндрический глушитель шума состоит из трёх цилиндров (кассет). Внешний диаметр первого цилиндра 1417 мм, второго – 3450 мм, третьего –5483 мм. Цилиндры размещены равномерно в дымовой трубе диаметром 6100 мм. Толщина кассет глушителя составляет 400 мм, расстояние между кассетами глушителя составляет 617 мм, расстояние между крайним цилиндром и стенкой дымовой трубы – 308 мм. При таком размещении цилиндров относительное проходное сечение составляет 61%. Длина всех цилиндрических глушителей составляет 4000 мм. Акустическая эффективность предлагаемого комплекса мер по шумоглушению составляет 4 – 18,5 дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5 – 8000 Гц. Расчётное аэродинамическое сопротивление глушителя шума ПГУ-220 Уфимской ТЭЦ-5 составляет около 107 Па. Масса глушителя шума газового тракта составила приблизительно 8,9 т.

За последние два года были разработаны проекты по снижению шума газовых трактов ТЭЦ-9, ТЭЦ-12, ТЭЦ-21 ОАО Мосэнерго. Наиболее интересным является проект системы шумоглушения газовых трактов котла ст. №21 ГЭС-1 – филиала ОАО «Мосэнерго» (рис.3). Для снижения шума газового тракта после дымососа ДН-19МГМ котла Е-50 ЭК-21 ГЭС-1 устанавливается комплекс устройств позволяющих уменьшить шум с минимальными аэродинамическими потерями. Основное снижение шума происходит в трех цилиндрических глушителях, которые находятся один в другом (рис.3). Диаметры цилиндрических глушителей: для первого внутренний-210 мм, внешний-610 мм; для второго внутренний-1010 мм, внешний-1410 мм; для третьего внутренний-1810 мм, внешний – 2210 мм. Толщина стенок цилиндра составляет 200 мм. Высота каждого цилиндрического глушителя равняется 3000 мм. Расстояние между цилиндрами составляет 200 мм. При таком размещении цилиндрических глушителей относительное проходное сечение составляет 51 %. Внутри цилиндрических глушителей находится негорючий, негигроскопичный звукопоглощающий материал, который защищается от выдувания стеклотканью и перфорированным металлическим листом. Дополнительное снижение уровня шума происходит в двух пластинах, которые обеспечиваю плавное расширение потока дымовых газов, выходящих из газохода в дымовую трубу. Конструкция глушителя шума газового тракта котла Е-50 имеет необходимую акустическую эффективность (до 28 дБА), превышающую требуемое снижение уровня шума от газового тракта котла Е-50 ГЭС-1 . Конструкции глушителей обладают умеренным аэродинамическим сопротивлением – до 2 мм вод.ст.. Масса конструкций цилиндрических глушителей котла Е-50 ЭК-21 составляет 2,00 т, а двух спрямляющих пластин с новым забором газов на рециркуляцию – 0,3 т.



а) б)

Рис.3 Система шумоглушения газовых трактов после котла ст.№21 ГЭС-2 ОАО «Мосэнерго»: а– проект глушителя; б– распределение скоростей после установки элементов шумоглушения

В настоящее время внедряются проекты по снижению шума от градирен и трансформаторов ТЭЦ-16 и ТЭЦ-23 ОАО Мосэнерго с помощью экранов.

Для снижения шума трансформаторов связи ТЭЦ-16 филиала ОАО «Мосэнерго» в окружающем районе разработан проект звукопоглощающих экранов. Принята индивидуальная установка звукопоглощающих экранов на каждый трансформатор. Звукопоглощающий экран состоит из отдельных панелей, установленных в специальные стойки. В качестве панелей экранов применяются стальные панели со звукопоглощающей облицовкой. Стойки закрепляются на металлоконструкциях линии осмотра и обслуживания трансформаторов и фундаменте экрана. Звукопоглощающие экраны устанавливаются на расстоянии 3 м от трансформаторов. Высота звукопоглощающих экранов составляет 4,5 м. Конструкции звукопоглощающего экрана имеет необходимую акустическую эффективность (до 20 дБ). Масса звукопоглощающего экрана для трансформаторов ТР-1 и ТР-2 составляет приблизительно 1,8 т.

Установка экранов около градирен может ухудшить условия охлаждения воды. В МЭИ разработана программа, позволяющая находить оптимальные геометрические размеры при установке экранов (расстояние до воздухозаборных окон, высота экрана), которые не будут приводить с одной стороны к ухудшению охлаждения, а с другой – обеспечивать необходимую акустическую эффективность. На рис.4 показаны скорости воздуха около воздухозаборного окна градирни после установки экрана.

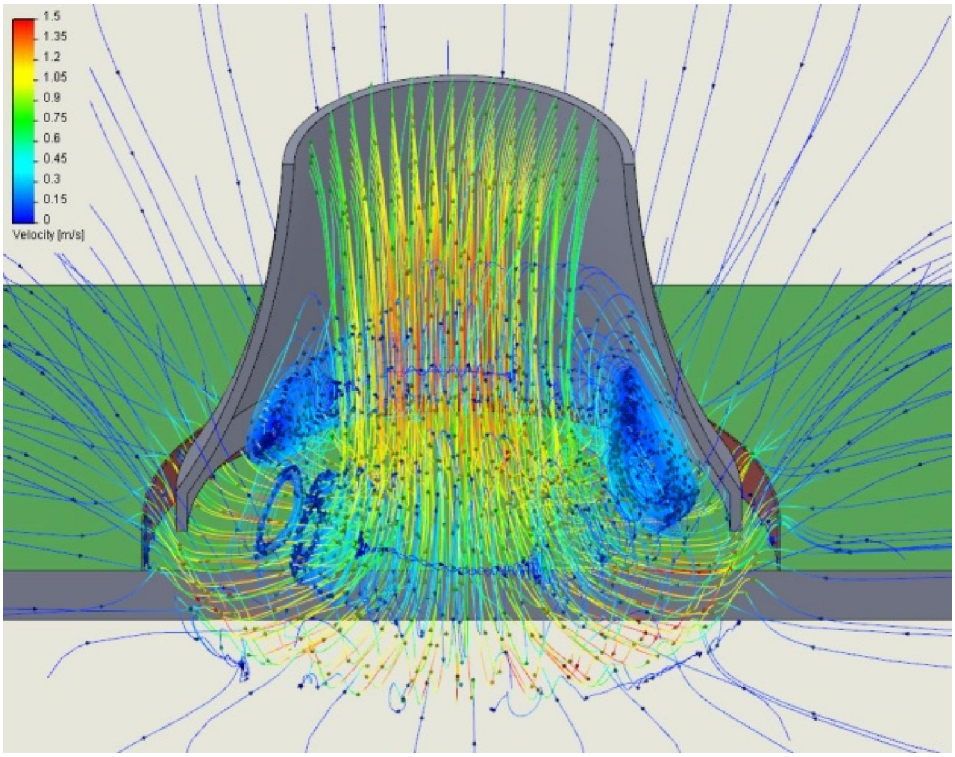


Рис. 4 Математическая модель по определению влияния экрана на охлаждающие возможности градирни

Комплекс глушителей МЭИ для снижения шума энергетического оборудования прошел практическое опробование. Глушители учитывают требования и специфику работы на объектах энергетики. В настоящее время всего эксплуатируются более 230 глушителей.

Литература

1. Тупов В.Б. Снижение шума от энергетического оборудования. М.: Изд-во МЭИ. 2005. – 232 с.
2. Аистов В.А., Шубин И.Л. Исследование влияния формы шумозащитного экрана на его акустическую эффективность// Academia. Архитектура и строительство. 2009. №5 С.200-208
3. Гусев В.П.Опыт борьбы с шумом оборудования инженерных систем// Academia. Архитектура и строительство. 2009. №5 С.184-192
4. Михайлов В.Е., Хоменок Л.А., Яблоник Л.Р. Развитие технологий и средств шумозащиты энергетического оборудования// Теплоэнергетика. 2010.№1. С.55
5. Михайлов В.Е., Хоменок Л.А., Яблоник Л.Р. Моделирование акустических характеристик глушителей шума от компрессора ГТУ// Теплоэнергетика. 2010.№2. С.49

6. Тупов В.Б. Газовоздушные тракты паровых котлов: учебное пособие/ Тупов В.Б. –М.: Издательский дом МЭИ, 2009.-200 с.
7. Тупов В.Б. Опыт снижения шума энергетических установок//II Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», 17-19 марта 2009 г.Санкт-Петербург., с.190-199
8. Тупов В.Б. Эффективные решения по снижению шума от энергетического оборудования ТЭС и котельных// Труды всероссийской научно-практической конференции «Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем» ЭНЕРГО-2010 (Москва, 1-3 июня 2010 г.)– М.: Издательский дом МЭИ, 2010. Т.2 . С.247-250
9. Тупов В.Б., Чугунков Д.В. Глушители шума на сбросах пара энергетических котлов// Теплоэнергетика. 2009.№8. С.34-37
10. Тупов В.Б., Чугунков Д.В., Семин С.А. Снижение шума от выхлопных трактов газотурбинных установок с котлами-утилизаторами // Теплоэнергетика. 2009. № 1. С. 24–27.
11. Тупов В.Б., Беляков М.В., Чугунков Д.В. Опыт снижения экраном уровня шума силовых трансформаторов // Электрические станции.2010, №10. С.38-40
12. Vladimir Tupov «Development of Absorptive Silencers to Forced-Draft Fans» 39 th International Congress on Noise Control Engineering, Lisbon, Portugal, 13-16 June 2010
13. Тупов В.Б., Чугунков Д.В. Особенности систем шумоглушения газовых трактов энергетических котлов// Теплоэнергетика. 2010, №12. С.66-69

IMPLEMENTATION OF THE NOISE DIRECTIVE IN EU. THE BACKGROUND FOR THE DIRECTIVE AND STATUS IN 2010

Lars G. Winberg
Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S

Background for the EU Noise Directive

Environmental noise, caused by traffic, industrial and recreational activities is one of the main local environmental problems in Europe and the source of an increasing number of complaints from the public. Generally however action to reduce environmental noise has had a lower priority than that taken to address other environmental problems such as air and water pollution.

The 1993 Fifth Action Programme started to remedy this and included a number of basic targets for noise exposure to be reached by the year 2000, while the recent proposal on the review of the Fifth Action Programme (COM(95)647) announces the development of a noise abatement programme for action to meet these targets.

This Green Paper was the first step in the development of such a programme and was aiming to stimulate public discussion on the future approach to noise policy. It was reviewing the overall noise situation in the Community and national action taken to date followed by the outline of a framework for action covering the improvement of information and its comparability and future options for the noise from different sources.

The Noise Situation in the European Union

The data available on noise exposure is generally poor in comparison to that collected to measure other environmental problems such as air pollution and water quality and often difficult to compare due to the different measurement and assessment methods. However it has been estimated that around 20 percent of the Union's population or close on 80 million people suffer from noise levels that scientists and health experts consider to be unacceptable, where most people become annoyed, where sleep is disturbed and where adverse health effects are to be feared. An additional 170 million citizens are living in so-called "grey areas" where the noise levels are such to cause serious annoyance during the daytime.

Analysis of Existing Noise Abatement Actions in the European Union

For more than twenty years Community environmental noise policy has essentially consisted of legislation fixing maximum sound levels for vehicles, aeroplanes and machines with a single market aim, or to implement international agreements in the case of aircraft, linked to certification procedures (ICAO Annex 16) to ensure that new vehicles and equipment are, at the time of manufacture complying with the noise limits laid down in the directives.

Thanks to this legislation and technological progress significant reductions of noise from individual sources have been achieved. For example the noise from individual cars has been reduced by 85% since 1970 and the noise from lorries by 90%. Likewise for aircraft footprint around an airport made by a modern jet has been reduced by a factor of 9 compared to an aircraft with 1970s technology. (This is primarily driven by the ban of chapter 2 certified airplanes in the EU territory)

However data covering the past 15 years do not show significant improvements in exposure to environmental noise especially road traffic noise. The growth and spread of traffic of traffic in space and time and the development of leisure activities and tourism have partly offset the technological improvements. Forecast road and air traffic growth and the expansion of high speed rail risk exacerbating the noise problem. In the case of motor vehicles other factors are also important such as the dominance of tyre noise above quite low speeds (50km/h) and the absence of regular noise inspection and maintenance procedures.

For some sources such as railways and a wide range of noisy equipment used outdoors there are no Community or international standards setting emission limits. A number of Member States are planning national legislation for these products, which could cause problems for the functioning of the single market.

Most Member States have adopted legislation or recommendations setting emission limits for noise exposure in sensitive areas. These are often integrated into national abatement laws and used in land use plans especially for new infrastructure developments. A survey done for the Commission has shown a considerable degree of convergence between Member States in the establishment of such quality criteria for road, rail and industrial noise. The situation for aircraft noise indices and exposure levels is more divergent.

A New Framework for Noise Policy

In the light of the poor state of data on noise exposure and the shortcomings identified in the analysis of existing policy measures, the Commission believes that changes in the overall approach are required if a noise abatement policy is to be successful. This requires a framework based on shared responsibility involving target setting, monitoring of progress and measures to improve the accuracy and standardisation of data to help improve the coherency of different actions.

The local nature of noise problems does not mean that all action is best taken at local level, as for example generally the sources of environmental noise are not of local origin. However effective action is very dependent on strong local and national policies and these needs to be more closely related to the measures to be decided at Community level. In this context there is scope for co-operation across the Community to improve the data situation and the comparability of information and in addition the Community could assist in the exchange of experience in noise abatement between Member States. The main area for Community involvement will remain linked to the reduction of noise from products. Here the Commission will be looking to broaden the range of instruments applied and paying particular attention to the potential of economic instruments, whose use to date is not widespread in noise abatement.

The proposed new framework outlines options for future action:

- A proposal for a **directive providing for the harmonisation of methods of assessment of noise exposure and the mutual exchange of information**. The proposal could include recommendations on noise mapping and the provision of information on noise exposure to the public. In a second stage consideration could be given to the establishment of target values and the obligation to take action to reach the targets.
- The next phase of action to reduce **road traffic noise** will address tyre noise and look at the possibilities of integrating noise costs into fiscal instruments, amending Community legislation on road worthiness tests to include noise and at the promotion of low noise surfaces through Community funding.
- More attention needs to be paid to **rail noise** where some Member States are planning national legislation and where there is considerable opposition to the expansion of rail capacity due to excessive noise. In addition to supporting research in this field the Commission will investigate the feasibility of introducing legislation setting emission limit values, negotiated agreements with the rail industry on targets for emission values and economic instruments such as a variable track charge.
- In **air transport** the Commission is also looking at a combination of instruments. This could include greater stringency in emission values and the use of economic instruments to encourage the development and use of lower noise aircraft, as well as the contribution local measures such as land use planning could make. A specific framework directive on airport charges is planned for 1996. A consultation paper on stringency in emission values is to be presented in the near future.
- The Commission plans to **simplify the existing legislation** setting emission limits range of outdoor equipment and propose a framework directive covering a wider range of equipment including construction machinery, garden equipment and others and incorporate the existing seven directives. The principal feature of the new legislation will be the requirement to label all equipment with the guaranteed noise level. Limit values will only be proposed for equipment for which there is already noise legislation and a limited range of highly, noisy equipment.

Conclusion of the Green Paper

One of the main aims of the green paper is to help to give noise abatement **a higher priority in policy making**. It is focusing on the areas where Community action in co-operation with Member States and local authorities can be of added value. The options for action on measurement methods and exchange of information cover important steps for the establishment of an overall framework for action. More work is required to assess the best combination of instruments to be applied to the different modes of transport.

The Directive on Environmental Noise

Its four main objectives:

Further to the Commission proposal for a Directive relating to the assessment and management of Environmental noise (COM(2000)468), the European Parliament

and Council have adopted Directive 2002/49/EC of 25 June 2002 whose main aim is to provide a common basis for tackling the noise problem across the EU. The underlying principles of this text are similar to those for other overarching environment policy directives:

- **Monitoring the environmental problem**;
  - by requiring competent authorities in Member States to draw up "strategic noise maps" for major roads, railways, airports and agglomerations, using harmonised noise indicators L_{den} (day-evening-night equivalent level) and L_{night} (night equivalent level). These maps will be used to assess the number of people annoyed and sleep-disturbed respectively throughout Europe
- **Informing and consulting the public**
  - about noise exposure, its effects, and the measures considered to address noise, in line with the principles of the Aarhus Convention
- **Addressing local noise issues**
  - by requiring competent authorities to draw up action plans to reduce noise where necessary and maintain environmental noise quality where it is good. The directive does not set any limit value, nor does it prescribe the measures to be used in the action plans, which remain at the discretion of the competent authorities.
- **Developing a long-term EU strategy**,
  - which includes objectives to reduce the number of people affected by noise in the longer term, and provides a framework for developing existing Community policy on noise reduction from source.

In the 1996 Green Paper on Future Noise Policy, the Commission addressed noise in the environment as one of the main environmental problems in Europe. Following the Green Paper, the European Parliament and the Council adopted Directive 2002/49/EC relating to the assessment and management of environmental noise. The general aim of the overarching Directive is 'to define a common approach intended to avoid, prevent or reduce on a prioritised basis the harmful effects, including annoyance, due to exposure to environmental noise'.

The Directive basically requires the competent authorities in the Member States to progressively draw up **strategic noise maps** and adopt **action plans** for agglomerations, major roads, major railways and major airports; these are defined by the Directive and designated or delimited by the Member States.

The purposes of the strategic noise maps are to determine the exposure to environmental noise while using **common noise indicators**, to inform the public on environmental noise and its effects and to report to the Commission some data on exposure to noise. One objective is to use common assessment methods. Until these methods are established by the Commission, the Member States may use interim methods, or national methods providing equivalent results. The Commission published non-legally binding recommendation on interim methods.

The purposes of the action plans are to prevent and reduce environmental noise 'where necessary and particularly where exposure can induce harmful effects on human health' and to protect 'quiet areas'. According to the Directive, the **Member States are**

exclusively competent to fix the standards (noise limits, noise targets, noise values to consider for the designation and protection of quiet areas etc.) which cause competent authorities to consider or enforce noise mitigation measures. In addition, the measures within the plans are at the discretion of the competent authorities.

As far as agglomerations having more than 100 000 inhabitants are concerned, the Directive puts a special emphasis on the noise emitted by road traffic, rail traffic, airports, sites of industrial activities and ports. Outside agglomerations, the Directive addresses the noise emitted by the major roads, major railways and major airports. The first sets of maps and plans should now have been drawn up for:

- *162 agglomerations with more than 250 000 inhabitants;*
- *82 575 km of major roads having more than 6 million vehicle passages a year;*
- *12 315 km of major railways with more than 60 000 train passages a year;*
- *76 major civil airports with more than 50 000 movements a year.*

The following table shows the required outcome under Directive 2002/49/EC.

Deadlines	Obligations
18 January 2004	Art. 10-1: EC report to EP and Council on noise sources The Commission must submit to the European Parliament and the Council a report containing a review of existing Community measures relating to sources of environmental noise
18 July 2004	Art. 14: transposition Member States must bring into force laws, regulations, and administrative provisions necessary to comply with the END.
30 June 2005	Art. 7-1: report to EC on areas covered by 1st noise maps & action plans Member States must inform the Commission of agglomerations with more than 250 000 inhabitants, major roads which have more than six million vehicle passages per year, major railways which have more than 60 000 train passages per year and major airports within their territories.
18 July 2005	Art. 4: report to EC on competent authorities designated by MS Member States must make available to the Commission and the public information on bodies and authorities responsible for strategic noise maps, action plans and related data collection. Art. 5-4: report to EC on limit values Member States must communicate to the Commission information on any relevant limit values (in force or under preparation) of noise emitted by road traffic, rail traffic, air traffic around airports and industrial activity sites as well as explanation about their implementation.
18 January 2006	Art. 1-2: EC legislative proposals to EP and Council on noise sources The Commission shall submit to the European Parliament and the Council appropriate legislative proposals on noise reduction of main sources of environmental noise (road, rail, aircraft etc.).
30 June 2007 (*)	Art. 7-1: 1st round of noise maps Member States must ensure that strategic noise maps showing the situation in the preceding calendar year have been made and, where relevant, approved by the competent authorities, for all agglomerations with more than 250 000 inhabitants and for all major roads

	which have more than six million vehicle passages per year, major railways which have more than 60 000 train passages per year and major airports within their territories.
30 December 2007	Art. 10-2: report to EC on 1st round noise maps Member States must ensure that information from strategic noise maps as referred in annex VI of the END are sent to the Commission.
18 July 2008 (*)	Art. 8-1: 1st round of action plans Member States must ensure that the competent authorities have drawn up action plans for (a) places near the major roads which have more than six million vehicle passages a year, major railways which have more than 60 000 train passages per year and major airports
31 December 2008	Art. 7-2: report to EC on areas covered by the END Member States must inform the Commission of all agglomerations, major roads, major railways and major airports falling under the scope of the END.
18 January 2009 (then every 5 years)	Art. 10-2: report to EC on 1st round action plans Member States must ensure that the information from summaries of action plans as referred in annex VI are sent to the Commission.
18 July 2009 (then every 5 years)	Art. 10-3, 10-4: EC database and reports The Commission must set up a database of information on strategic noise maps in order to facilitate the compilation of the report referred to in article 11 and other technical and informative work. Every 5 years, the Commission must publish a summary report of data from strategic noise maps and action plans.
18 July 2009 (then every 5 years at least)	Art. 11: EC reporting The Commission must submit to the European Parliament and the Council a report on the implementation of the Directive.
30 June 2012 (*)	Art. 7-2: 2nd round of noise maps Member States must ensure strategic noise maps showing the situation in the preceding calendar year have been made and, where relevant, approved by the competent authorities for all agglomerations and for all major roads and major railways within their territories.
30 December 2012	Art. 10-2: report to EC on 2nd round noise maps Member States must ensure that information from strategic noise maps as referred in annex VI of the END are sent to the Commission.
18 July 2013 (*)	Art. 8-2: 2nd round of action plans Member States must ensure that competent authorities have drawn up action plans for all agglomerations and for all major roads and major railways within their territories.
18 January 2014	Art. 10-2: report to EC on 2nd round action plans Member States must ensure that the information from summaries of action plans as referred in annex VI are sent to the Commission.

(*) In compliance with articles 7-5 and 8-5 strategic noise maps and action plans must be reviewed and if necessary revised every 5 years

Review of the Implementation of Directive 2002/49/EC on Environmental Noise

A review of the Implementation of the Directive is going to be published later in 2010, but a number of evaluations have been done before this official review. One of the most comprehensive reports is made by **Justice & Environment (J&E)** in 2009 covering Austria, Czech Republic, Estonia, Hungary, Slovakia and Slovenia. The fol-

lowing results can be read in the report named "**Make some noise -** Shadow report on implementation of the Environmental Noise Directive"

Implementation of Strategic Noise Maps

State	Strategic noise map	Finished within 30 June 2007
Austria	SNM of major roads	No, published January 2009
	SNM of major railways	No, published January 2009
	SNM of major airports	No, published January 2009
	SNM of Vienna agglomeration	No, published January 2009
Czech Republic	SNM of major roads	No, finished in October 2007
	SNM of major railways	No, finished in October 2007
	SNM of Ruzyne airport	No, finished in October 2007
	SNM of Prague agglomeration	No, finished in January 2008
	SNM of Brno agglomeration	No, finished in January 2008
	SNM of Ostrava agglomeration	No, finished in January 2008
Estonia	SNM of Tallin agglomeration	No, still not approved
	SNM of major roads	No, approved August 2008
Hungary	SNM of Budapest agglomeration	Yes, approved June 28, 2007
	SNM of major roads	No, approved between August 14, 2007 an December 13, 2007
	SNM of major railways	No, approved July 1, 2007
	SNM of Ferihegy airport	No, approved July 1, 2007
Slovakia	SNM of Bratislava agglomeration	Yes
	SNM of major roads	Yes
Slovenia	SNM of Ljubljana agglomeration	Yes
	SNM of major railways	Yes
	SNM of major roads	Yes

From this we can clearly concluded that, with a few exceptions, the deadline imposed by the END was not met. In most cases there were major delays with the creation of SNM, which could have had a negative impact of the quality of the action plans, as there was less time to compile them.

Implementation of Action Plans

State	Action plan	Finished within 18 July 2008
Austria	Action plan of major roads	No, published February 2009
	Action plan of other major roads	No, published February 2009, except AP for province Carinthia, Upper Austria and Salzburg, which have not yet been published
	Action plan of major railways	No, published February 2009
	Action plan of major airports	No, published February 2009
	Action plan – IPPC facilities in Vienna	No, published February 2009
Czech Republic	AP of Ruzyne airport	Yes
	AP of major railways	Yes
	AP of road traffic (13 AP for specific regions)	Yes
	AP of Prague agglomeration	No, finished in second half 2008
	AP of Brno agglomeration	No, finished in second half 2008
	AP of Ostrava agglomeration	No, finished in second half 2008
Estonia	AP of Tallin agglomeration	No, approved May 2009
	AP of road traffic along major roads	No, approved December 2008
Hungary	AP of Budapest agglomeration	No, approved November 2008
	AP of major roads	No, not approved yet
	AP major railways	No, not approved yet
	AP Ferihegy airport	No, not approved yet
Slovakia	AP Bratislava agglomeration	No, not delivered yet
	AP of major roads	No, approved August 2008 and April 2009
Slovenia	AP of Ljubljana agglomeration	No AP prepared yet
	AP of major railways	No AP prepared yet
	AP of major roads	No AP prepared yet

Non-compliance

24 June 2010 - Noise Directive – Malta

The Commission has decided to request Malta to fulfil its obligations under Directive 2002/49/EC relating to the assessment and management of environmental noise. Malta has failed to draw up strategic noise maps. The Noise Directive sets out a common approach to avoid prevent or reduce the harmful effects of exposure to environmental noise. Under the Directive, Member States are to measure environmental noise (using a standard methodology and standard indicators) to draw up strategic noise maps for major urban agglomerations, roads, airports and railways.

Legal Process

Article 226 of the Treaty gives the Commission powers to take legal action against a Member State that is not respecting its obligations.

If the Commission considers that there may be an infringement of EU law that warrants the opening of an infringement procedure, it addresses a "Letter of Formal Notice" (first written warning) to the Member State concerned, requesting it to submit its observations by a specified date, usually two months.

In the light of the reply or absence of a reply from the Member State concerned, the Commission may decide to address a "Reasoned Opinion" (second and final written warning) to the Member State. This clearly and definitively sets out the reasons why it considers there to have been an infringement of EU law and calls upon the Member State to comply within a specified period, normally two months.

If the Member State fails to comply with the Reasoned Opinion, the Commission may decide to bring the case before the European Court of Justice. Where the

Court of Justice finds that the Treaty has been infringed, the offending Member State is required to take the measures necessary to conform.

Article 228 of the Treaty gives the Commission power to act against a Member State that does not comply with a previous judgement of the European Court of Justice, again by issuing a first written warning ("Letter of Formal Notice") and then a second and final written warning ("Reasoned Opinion"). The article then allows the Commission to ask the Court to impose a financial penalty on the Member State concerned.

МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ТРУБОПРОВОДОВ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ С НЕОДНОРОДНЫМ ПОТОКОМ ЖИДКОСТИ

Багаев Д.В., Безъязычный В.В., Кузнецов Н.А., Лобачев М.П., Попков В.И., Попков С.В., Романенко Е.В.
ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова

Системы трубопроводов и воздуховодов являются одними из основных элементов машиностроительных, транспортных, строительных и бытовых сооружений. Трубопроводы и воздуховоды, во-первых, являются источниками шума и вибрации и, во-вторых, основными путями распространения колебаний от насосов, вентиляторов, охладителей, арматуры и другого оборудования до мест пребывания человека, приборов управления, оборудования и окружающей среды. Уменьшение колебаний трубопроводов представляется одной из основных проблем уменьшения шумности на транспорте, в машиностроении и строительстве.

В настоящее время при решении вопросов прочности широко распространены аналитические и численные методы расчета колебаний трубопроводов с жидкостью под действием заданной системы сил, позволяющие учитывать влияние на интенсивность колебаний трубопроводов геометрических размеров и параметров материала стенок трубопроводов.

Совершенно иная ситуация имеет место при расчете и проектировании малошумных гидравлических систем. В этом случае, когда следует знать и учитывать:

- силы и звуковые давления, развиваемые при работе насосов и арматуры;
- силы и звуковые давления, обусловленные неоднородностью потока жидкости при ее движении через геометрически сложные участки трубопроводов;

- акустические и механические сопротивления гибких вставок в трубопроводах (используемые с целью уменьшения вибрации и гидродинамического шума систем трубопроводов), которые значительно отличаются от сопротивлений обычных участков трубопровода,

применение традиционных, хорошо разработанных методов расчета колебаний трубопроводов практически невозможно.

Дело в том, что, во-первых, в настоящее время недостаточно развиты методы оценки насосов и арматуры систем трубопроводов как источников гидродинамического шума и вибрации, а также недостаточно исследованы процессы шумообразования при движении жидкости внутри замкнутого пространства при наличии неоднородностей на пути потока жидкости.

Во-вторых, механические и акустические сопротивления гибких вставок в трубопроводы имеют значения, на порядок отличающиеся от значений механических и акустических сопротивлений участков трубопроводов. Без учета этого фактора невозможно получить достоверные результаты расчета колебаний реальных пространственных систем трубопроводов с жидкостью. Встраиваемые в трубопроводы упругие элементы (гибкие вставки) имеют различную и сложную конструкцию и зачастую изготавливаются из материалов, отличных от материалов трубопроводов. Существующие методы расчета динамических характеристик гибких вставок в трубопроводах с жидкостью не позволяют получать достоверные результаты о динамических характеристиках гибких вставок в широком диапазоне частот из-за сложности точного математического моделирования их колебаний.

В статье рассмотрены некоторые методы преодоления этих трудностей при создании системы прогнозирования акустических колебаний трубопроводов с жидкостью.

1. В общем случае, когда система трубопроводов «разбита» на четырехполюсники с известными динамическими характеристиками и на входе и выходе четырехполюсников заданы значения внешний сил и кинематических возмущений, при выполнении расчетов колебаний трубопроводов с жидкостью при наличии в них упругих элементов (гибких вставок, виброизоляторов, глушителей гидродинамического шума, настроечных устройств, погиба, расширительного участка и т.п.) целесообразно применять не полиномиальную аппроксимацию полей колебательных перемещений и звуковых давлений внутри упругого элемента с жидкостью, а аппроксимацию с использованием «точных» функций формы. При этом динамические свойства основных типовых моделируемых элементов принято характеризовать матрицами акустико-механических сопротивлений порядка 14×14. Это снимает ограничение на длины конечных элементов, моделирующих участки трубопроводов, и позволяет существенно сократить количество конечных элементов и степеней свободы расчетной модели, необходимых для корректного описания динамики трубопроводов с жидкостью и с гибкими вставками. При таком подходе модель совместных колебаний конструкции и среды трубопроводов с гибкими вставками может быть представлена в виде [1 – 4]:

$$\left(\begin{bmatrix} \mathbf{C}_S + \mathbf{C}_{SH}(\omega) & -\boldsymbol{\Theta} \\ \overline{\mathbf{0}} & \mathbf{C}_F + \mathbf{C}_{FH}(\omega) \end{bmatrix} - \omega^2 \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{M}_S & \overline{\mathbf{0}} \\ \boldsymbol{\Theta}^t & \mathbf{M}_F \end{bmatrix}\right) \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_S \\ \mathbf{P} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_S \\ -j \cdot \omega \cdot \overline{\mathbf{V}} \end{Bmatrix}, \qquad (1)$$

где $\mathbf{q}_S$, $\mathbf{F}_S$ – векторы обобщенных перемещений и внешних сил (линейных и угловых) в узловых точках соединения конечных элементов конструкции;

$\mathbf{C}_S$, $\mathbf{M}_S$ – матрицы комплексных жесткостей и масс конструкции;

$\mathbf{C}_{SH}(\omega)$, $\mathbf{C}_{FH}(\omega)$ – матрицы динамических и акустических жесткостей элементов конструкции и среды с известными (как правило, полученными экспериментально) частотными характеристиками;

$\mathbf{C}_F$, $\mathbf{M}_F$ – матрицы акустических жесткостей и масс среды;

$\mathbf{P}$ – вектор звуковых давлений в узловых точках среды;

$\mathbf{V}$ – вектор объемных скоростей источников звукового давления монопольного типа;

$\boldsymbol{\Theta}$ – матрица упруго-акустического взаимодействия, элементы которой пропорциональны площадям поверхностей структурных элементов, контактирующих с акустической средой;

$\mathbf{0}$ – нулевая матрица.

Для упругих вставок и глушителей шума матрицы $\mathbf{C}_{SH}(\omega)$ и $\mathbf{C}_{FH}(\omega)$ определяются по матрицам их механических и акустических сопротивлений.

Такая расчетная модель:

- учитывает взаимодействие структурного и жидкостного трактов передачи колебательной энергии по трубопроводам;
- использует матрицы динамических и акустических сопротивлений (жесткостей) элементов конструкции, гибких вставок и среды трубопроводов с компонентами, полученными с помощью экспериментальных, расчетно-экспериментальных или расчетных методов;
- учитывает точные функции формы описания перемещений и звуковых давлений в участках трубопроводов.

В условиях, когда известны (заданы) значения внешних сил $\mathbf{F}_S$, $\mathbf{P}$ и кинематических перемещений $\mathbf{q}_S$, $\mathbf{V}$ на граничных сечениях элементов трубопровода, на которые он «разбит», каждый отдельный элемент трубопровода (гибкая вставка, глушитель, элемент трубопровода с прямоточной или с изогнутой осью и измененным сечением) может рассматриваться как пассивный четырехполюсник.

2. Определение сопротивлений гибких вставок с жидкостью.

Обозначим через $\dot{\mathbf{q}}^{Bx}(\omega)$ и $\dot{\mathbf{q}}^{Вых}(\omega)$ матрицы шести поступательных (линейных) и поворотных составляющих колебательных скоростей входного и выходного фланцев гибких элементов трубопроводов (гибких вставок), направленных вдоль координатных осей x, y, z, см. рис. 1. Соответствующие им матрицы векторов внешних обобщенных сил, действующих на фланцы вставки, обозначим через $\mathbf{F}^{Bx}(\omega)$ и $\mathbf{F}^{Вых}(\omega)$.

Через $V^{Bx}(\omega)$ и $V^{Bых}(\omega)$ обозначим колебательные объемные скорости среды, а через $p^{Bx}(\omega)$ и $p^{Bых}(\omega)$ – звуковые давления в сечениях входного и выходного фланцев гибкой вставки.

Если ограничиться диапазоном частот, в котором в жидкостном тракте распространяется только плоская волна, а колебания труб достаточно хорошо описываются уравнениями колебаний балок с недеформируемым поперечным сечением, то связи силовых и кинематических параметров на входе и выходе гибкой вставки в трубопроводе могут быть описаны уравнениями, которые в блочно-матричной форме записи имеют вид:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}^{in}(\omega) \\ \mathbf{F}^{out}(\omega) \\ p^{in}(\omega) \\ p^{out}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{in}(\omega) & \mathbf{Z}_{tr}(\omega) & \mathbf{Z}_{in}^{St.Fl}(\omega) & \mathbf{Z}_{tr}^{St.Fl}(\omega) \\ \mathbf{Z}_{tr}(\omega) & \mathbf{Z}_{out}(\omega) & \mathbf{Z}_{tr}^{St.Fl}(\omega) & \mathbf{Z}_{out}^{St.Fl}(\omega) \\ \mathbf{Z}_{in}^{Fl.St}(\omega) & \mathbf{Z}_{tr}^{Fl.St}(\omega) & Z_{in}^{Fl}(\omega) & Z_{tr.1}^{Fl}(\omega) \\ \mathbf{Z}_{tr}^{Fl.St}(\omega) & \mathbf{Z}_{out}^{Fl.St}(\omega) & Z_{tr.2}^{Fl}(\omega) & Z_{out}^{Fl}(\omega) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}^{in}(\omega) \\ \dot{\mathbf{q}}^{out}(\omega) \\ V^{in}(\omega) \\ V^{out}(\omega) \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Полная матрица сопротивлений является симметричной относительно главной диагонали. Поэтому из 196 членов матрицы различаются только 105 членов.

Механические сопротивления $Z_{ij,in}$, $Z_{ij,out}$, $Z_{ij,tr}$, которые входят в первые 12 строк и столбцов в полной матрице, связывают силы, моменты, действующие на входные и выходные конструкции гибкой вставки (фланцы), с кинематическими параметрами колебаний этих конструкций (см. рисунок 1).

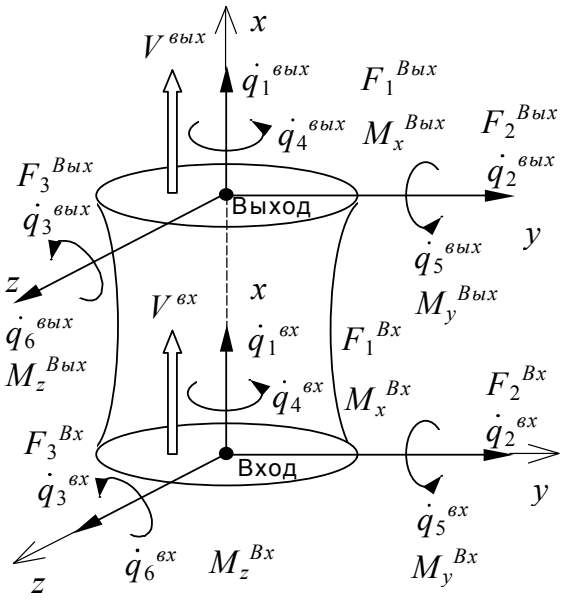


Рис. 1 Система координат и направления составляющих скорости в структуре и в среде на входе и выходе гибкой вставки в трубопроводе с жидкостью

При определении механических сопротивлений не требуется выполнение измерений колебательных объемной скорости и давления в среде, заполняющей гибкую вставку. В процессе измерений механических сопротивлений должны быть выполнены требования равенства нулю объемных скоростей колебаний жидкости во входном и выходном сечениях гибкой вставки.

Акустические сопротивления Z_{in}^{Fl}, Z_{out}^{Fl}, Z_{tr}^{Fl} входят в последние две строки и столбца и связывают звуковые давления в жидкости на входном и выходном сечении гибкой вставки с объемными колебательными скоростями в этих сечениях при значениях нулю механических колебаний фланцев гибкой вставки. Механоакустические сопротивления $Z_{i,in}^{St,Fl}$, $Z_{i,out}^{St,Fl}$, $Z_{i,tr}^{St,Fl}$ занимают первые 12 строк в последних двух столбцах матрицы и связывают силы, моменты, действующие на входные и выходные конструкции гибкой вставки (фланцы), с объемными скоростями колебаний жидкости во входном и выходном сечении при равенстве нулю механических колебаний фланцев. Акустико-механические сопротивления $Z_{i,in}^{Fl,St}$, $Z_{i,out}^{Fl,St}$, $Z_{i,tr}^{Fl,St}$ занимают две последние строки в 12 столбцах матрицы и связывают звуковые давления в жидкости на входном и выходном сечении гибкой вставки с механическими колебаниями фланцев при равенстве нулю объемных скоростей жидкости во входном и выходном сечении.

В подавляющем большинстве случаев гибкие вставки в трубопроводах представляют собой осесимметричные конструкции. Для них матрица сопротивлений оказывается сильно разреженной. На рисунке 2 представлена матрица сопротивлений гибкой вставки, осесимметричной относительно продольной оси x. Отличны от нуля лишь 52 элемента матрицы сопротивлений. Обычно гибкие вставки имеют одинаковые фланцы на входе и на выходе.

	$\dot{q}_1^{Bx}$	$\dot{q}_2^{Bx}$	$\dot{q}_3^{Bx}$	$\dot{q}_4^{Bx}$	$\dot{q}_5^{Bx}$	$\dot{q}_6^{Bx}$	$\dot{q}_1^{Вых}$	$\dot{q}_2^{Вых}$	$\dot{q}_3^{Вых}$	$\dot{q}_4^{Вых}$	$\dot{q}_5^{Вых}$	$\dot{q}_6^{Вых}$	V^{Bx}	$V^{Вых}$
$F_1^{Bx}(\omega)$	Z_{11Bx}	0	0	0	0	0	$Z_{11перед}$	0	0	0	0	0	$Z_{1Bx}^{St.Fl}$	$Z_{1перед}^{St.Fl}$
$F_2^{Bx}(\omega)$	0	Z_{22Bx}	0	0	0	$-Z_{26Bx}$	0	$Z_{22перед}$	0	0	0	$-Z_{26перед}$	0	0
$F_3^{Bx}(\omega)$	0	0	Z_{33Bx}	0	Z_{35Bx}	0	0	0	$Z_{33перед}$	0	$Z_{35перед}$	0	0	0
$F_4^{Bx}(\omega)$	0	0	0	Z_{44Bx}	0	0	0	0	0	$Z_{44перед}$	0	0	0	0
$F_5^{Bx}(\omega)$	0	0	Z_{53Bx}	0	Z_{55Bx}	0	0	0	$-Z_{53перед}$	0	$Z_{55перед}$	0	0	0
$F_6^{Bx}(\omega)$	0	$-Z_{62Bx}$	0	0	0	Z_{66Bx}	0	$Z_{62перед}$	0	0	0	$Z_{66перед}$	0	0
$F_1^{Вых}(\omega)$	$Z_{11перед}$	0	0	0	0	0	$Z_{11Вых}$	0	0	0	0	0	$Z_{1перед}^{St.Fl}$	$Z_{1Вых}^{St.Fl}$
$F_2^{Вых}(\omega)$	0	$Z_{22перед}$	0	0	0	$Z_{26перед}$	0	$Z_{22Вых}$	0	0	0	$Z_{26Вых}$	0	0
$F_3^{Вых}(\omega)$	0	0	$Z_{33перед}$	0	$-Z_{35перед}$	0	0	0	$Z_{33Вых}$	0	$-Z_{35Вых}$	0	0	0
$F_4^{Вых}(\omega)$	0	0	0	$Z_{44перед}$	0	0	0	0	0	$Z_{44Вых}$	0	0	0	0
$F_5^{Вых}(\omega)$	0	0	$Z_{53перед}$	0	$Z_{55перед}$	0	0	0	$-Z_{53Вых}$	0	$Z_{55Вых}$	0	0	0
$F_6^{Вых}(\omega)$	0	$-Z_{62перед}$	0	0	0	$Z_{66перед}$	0	$Z_{62Вых}$	0	0	0	$Z_{66Вых}$	0	0
$p^{Bx}(\omega)$	$Z_{1Bx}^{Fl.St}$	0	0	0	0	0	$Z_{1перед}^{Fl.St}$	0	0	0	0	0	Z_{Bx}^{Fl}	$Z_{перед2}^{Fl}$
$p^{Вых}(\omega)$	$Z_{1перед}^{Fl.St}$	0	0	0	0	0	$Z_{1Вых}^{Fl.St}$	0	0	0	0	0	$Z_{перед1}^{Fl}$	$Z_{Вых}^{Fl}$

Рис. 2. Структура матрицы сопротивлений осесимметричных гибких вставок

Для осесимметричных гибких вставок уравнения соотношения силовых и кинематических параметров значительно упрощаются. В случае действия сил вдоль оси трубопровода, силы на входе и выходе гибкой вставки связаны с вибрацией и объемной скоростью на входе и выходе вставки следующими уравнениями:

$$F_1^{Bx}(\omega) = Z_{11,Bx}(\omega)\cdot \dot{q}_1^{Bx}(\omega) + Z_{11,перед}(\omega)\cdot \dot{q}_1^{Вых}(\omega) + \\ + Z_{1,Bx}^{St.Fl}(\omega)\cdot V^{Bx}(\omega) + Z_{1,перед}^{St.Fl}(\omega)\cdot V^{Вых}(\omega) \quad , \tag{3}$$

$$F_1^{Вых}(\omega) = Z_{11,перед}(\omega)\cdot \dot{q}_1^{Bx}(\omega) + Z_{11,Вых}(\omega)\cdot \dot{q}_1^{Вых}(\omega) + \\ + Z_{1,перед}^{St.Fl}(\omega)\cdot V^{Bx}(\omega) + Z_{1,Вых}^{St.Fl}(\omega)\cdot V^{Вых}(\omega) \quad .$$

В случае действия сил поперек оси трубопровода, силы на входе и выходе гибкой вставки связаны с вибрацией и объемной скоростью на входе и выходе вставки следующими уравнениями:

$$F_3^{Bx}(\omega) = Z_{33,Bx}(\omega)\cdot \dot{q}_3^{Bx}(\omega) + Z_{35,Bx}(\omega)\cdot \dot{q}_5^{Bx}(\omega) + \\ Z_{33,перед}(\omega)\cdot \dot{q}_3^{Вых}(\omega) + Z_{35,перед}(\omega)\cdot \dot{q}_5^{Вых}(\omega) \quad , \tag{4}$$

$$F_3^{Вых}(\omega) = Z_{33,перед}(\omega)\cdot \dot{q}_3^{Bx}(\omega) - Z_{35,перед}(\omega)\cdot \dot{q}_5^{Bx}(\omega) + \\ Z_{33,Вых}(\omega)\cdot \dot{q}_3^{Вых}(\omega) - Z_{35,вых}(\omega)\cdot \dot{q}_5^{Вых}(\omega) \quad . \tag{5}$$

Из уравнений (4) и (5) видно, что силы, действующие поперек оси трубопровода, не связаны с колебаниями в жидкости, а определяются только колебаниями и механическими сопротивлениями структуры гибкой вставки.

При крутильных колебаниях гибкой вставки вдоль ее оси имеем:

$$F_4^{Bx}(\omega) = Z_{44,Bx}(\omega)\cdot \dot{q}_4^{Bx}(\omega) + Z_{44,перед}(\omega)\cdot \dot{q}_4^{Вых}(\omega); \tag{6}$$

$$F_4^{Вых}(\omega) = Z_{44,перед}(\omega)\cdot \dot{q}_4^{Bx}(\omega) + Z_{44,Вых}(\omega)\cdot \dot{q}_4^{Вых}(\omega).$$

При действии звуковых давлений имеем:

$$p^{Bx}(\omega) = Z_{1,Bx}^{Fl,St}(\omega)\cdot \dot{q}_1^{Bx}(\omega) + Z_{1,перед}^{Fl,St}(\omega)\cdot \dot{q}_1^{Вых}(\omega) + \\ + Z_{Bx}^{Fl}(\omega)\cdot V^{Bx}(\omega) + Z_{перед,2}^{Fl}(\omega)\cdot V^{Вых}(\omega) \quad ; \tag{7}$$

$$p^{Вых}(\omega) = Z_{1,перед}^{Fl,St}(\omega)\cdot \dot{q}_1^{Bx}(\omega) + Z_{1,Вых}^{Fl,St}(\omega)\cdot \dot{q}_1^{Вых}(\omega) + \\ + Z_{перед,1}^{Fl}(\omega)\cdot V^{Bx}(\omega) + Z_{Вых}^{Fl}(\omega)\cdot V^{Вых}(\omega) \quad . \tag{8}$$

Физический смысл каждого элемента матрицы становится очевидным, если положить все (кроме одного) кинематические параметры в уравнениях равными нулю, а кинематический параметр, стоящий перед анализируемым сопротивлением – равным единице. Это определение фактически формулирует требования к граничным условиям, которые необходимо обеспечить в концевых сечениях гибкой вставки при определении ее сопротивлений.

Определение сопротивлений гибких элементов с жидкостью с использованием только теоретических методов в настоящее время далеко не всегда приводит к желаемым результатам. Поэтому экспериментальный путь определения значений сопротивлений гибких вставок в трубопроводы с жидкостью остается одним из основных. Методы измерения механических, акустических, механоакустических и акустико-механических сопротивлений гибких вставок в трубопроводы рассмотрены подробно в [1].

3. Рассмотрим возможные способы определения внешних сил и кинематических возмущений, расположенных в правой части уравнения (1), обусловлены силовым и кинематическим воздействием на структуру и жидкость трубопроводов насосами и регулирующей арматурой.

В работах Chung J.Y. [5], Davidson L.C. [6], Б.Ф. Гликмана [7], В.П. Шорина [8], Я.А. Кима [9] опубликованы результаты исследований по поиску эквивалентных электромеханических схем замещения, которые отражали бы, в том числе, особенности взаимодействия насосов и арматуры (как генераторов колебаний) с нагрузкой при их совместных колебаниях. В этих работах насос характеризуется внутренним звукодвижущим давлением p_0, которое определяется только механизмом взаимодействия рабочих элементов, конструктивным исполнением насоса и режимом его работы, а также внутренними сопротивлениями и податливостями проточной части насоса и ее элементов. Несмотря на значительное количество работ, направленных на создание схем замещения насосов и арматуры как источников гидродинамического шума считать эту проблему решенной не представляется возможным. Методы определения параметров внутренних звукодвижущих давлений p_0 и внутренних сопротивлений и податливостей в настоящее время не разработаны.

Одним из способов характеристики генераторов колебаний любого типа является использование параметров а) силового воздействие генератора на нагрузку с бесконечным сопротивлением и б) внутренним сопротивлением генератора в точке контакта с нагрузкой. Учитывая, что между насосами (арматурой) и трубопроводами устанавливают гибкие вставки, а также то, что значения механических и акустических сопротивлений гибких вставок значительно меньше значений механических и акустических сопротивлений присоединенной к насосу (арматуре) системы трубопроводов [1], насосы (арматура) совместно с гибкими вставками могут быть охарактеризованы как источники колебаний [10]:

- силами, действующими через выходные фланцы гибких вставок на конструкции с бесконечным сопротивлением со стороны напора $F_{\infty H}$ и всаса

$F_{\infty B}$. Учитывая, что значения сопротивлений трубопроводов значительно больше значений сопротивлений гибкой вставки эти силы действуют непосредственно на трубопроводы и могут быть определены по данным о вибрации фланцев насоса (арматуры) по формулам: $F_{\infty H} = \dot{q}_H \cdot Z_{перед,вставка}$, $F_{\infty B} = \dot{q}_B \cdot Z_{перед,вставка}$;

- звуковыми давлениями, действующими в сечении соединения гибких вставок с системой трубопроводов со стороны напора p_H и всаса p_B насоса (арматуры), равными давлениям, действующим на бесконечную нагрузку $p_H = p_{\infty H}$, $p_B = p_{\infty B}$, в связи с тем, что значения акустических сопротивлений гибких вставок, как правило, меньше входных акустических сопротивлений столба жидкости в системе трубопроводов [10]. Объемная скорость колебаний жидкости на входе системы трубопроводов со стороны напора и всаса может быть определена по формулам $V_{Bx,н} = \dfrac{p_{\infty H}}{Z_{Bx,труба}}$; $V_{Bx,B} = \dfrac{p_{\infty B}}{Z_{Bx,труба}}$;

- входными механическими и акустическими сопротивлениями гибких вставок со стороны напора и всаса, так как значения входных сопротивлений гибкой вставки значительно меньше значений входных механических и акустических сопротивлений насоса (арматуры).

Величины $F_{\infty H}$, $F_{\infty B}$, $p_{\infty H}$, $p_{\infty B}$, $V_{Bx,H}$, $V_{Bx,B}$ характеризуют насос (арматуру) как источник колебаний и могут быть использованы в правой части уравнения (1).

На рисунке 3 представлена возможная схема установки насоса и монтажа гибких вставок для проведения виброакустических колебаний насоса или арматуры на стенде машиностроительного завода.

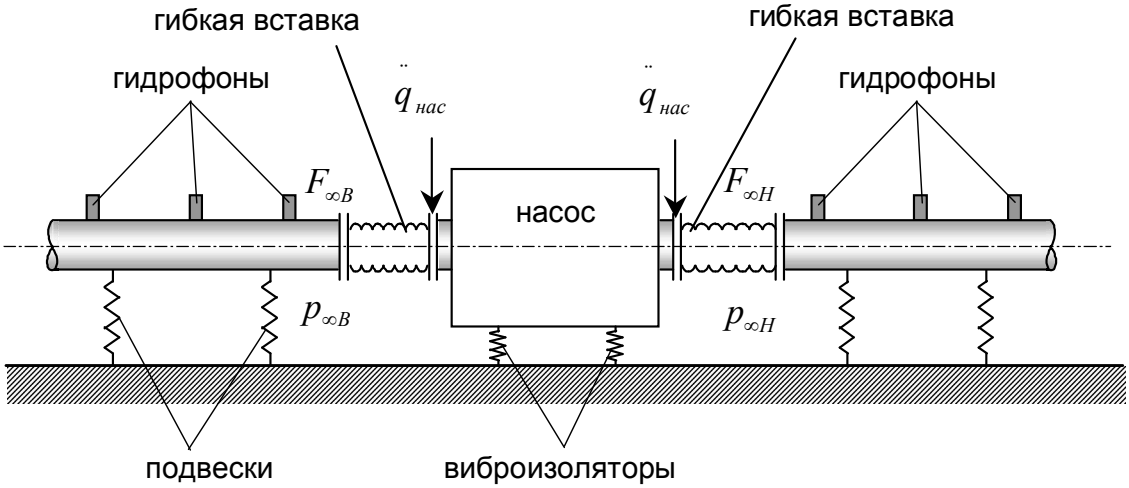


Рис. 3 Схема измерения вибрации и гидродинамического шума насоса

4. Принято считать [5], [14], что при распространении колебаний в жидкости трубопроводов гидравлических систем интерес представляет только информация о звуковой составляющей пульсации давления, так как пульсации давления, связанные с турбулентностью потока, локализованы у места их возникновения и не переносят колебательную энергию. В то же время практика показывает, что шум и вибрация трубопроводов являются следствием не только работы насосов и арматуры как источников шума и вибрации. Шум и вибрация зарождаются в системе трубопроводов также в местах наличия изгибов трубопровода, тройников, изменения диаметра проходных сечений труб и наличия многих других элементов. При прохождении жидкости через эти элементы возникают неоднородности потока жидкости, пульсации давлений. Это, в свою очередь, приводит к возникновению дополнительного гидродинамического шума и вибрации трубопроводов. Поэтому представлять систему трубопроводов только как пассивную систему недостаточно. Очевидно, что такого рода элементы - источники неоднородности потока жидкости целесообразно рассматривать не только как элементы, через которые распространяется звуковая волна в жидкости и вибрация по их структурным конструкциям, но и как источники шума и вибрации трубопроводов при их работе. Вопрос заключается в том, чтобы сформулировать принципы характеристики этих элементов как источников колебаний, позволяющих получать информацию о силовых параметрах, которые можно внести в правую часть уравнения (1) в системе координат в зоне расположения источников неоднородности потока жидкости.

Вопросу исследования зарождения шума и вибрации в элементах, например, регулирующей и распределительной судовой арматуры посвящено очень большое количество работ, проведенных с 50-х годов в нашем институте К.И.Селивановым, С.Ф.Абрамовичем, С.Я.Новожиловым, Н.И.Дуаном, Я.А.Кимом, В.П.Будриным, И.В.Малаховским и многими другими исследователями. Следует отметить, что эти работы сводились к поиску конструктивных решений оптимизации проточных частей элементов, в которых происходит нарушение однородности потока жидкости, по критерию минимизации вибрации этих элементов до допустимых уровней. В дальнейшем Я.А.Кимом и его коллегами широко использовался также критерий звуковой составляющей гидродинамического шума. Однако, использовать параметр вибрации для оценки элементов трубопроводов как источников вибрации невозможно, так как величина вибрации является вторичной, значение которой зависит как от возникающих сил, так и от механических и акустических сопротивлений системы трубопроводов.

В настоящем докладе приведены результаты исследований, проведенных с целью поиска силовых параметров, характеризующих элементы трубопровода как источники колебаний, и отработки методов измерения и расчета этих параметров. Экспериментальные исследования выполнялись на специальной малошумной установке с самопротоком жидкости. На рисунке 4 приведен общий вид установки с самопротоком жидкости. Установка позволяет обеспечить движение жидкости самопротоком из напорного бака в приемный бак с заданной скоростью от 0 до 4 м/с. Установка имеет измерительный участок, на котором могут быть располо-

жены исследуемые элементы трубопроводов. Измерительные тракты позволяют выполнять контроль скорости движения жидкости и измерение гидродинамического шума, звуковой составляющей гидродинамического шума, колебательной мощности, распространяющейся по жидкости, вибрации и динамических сил, действующих на фундамент с бесконечным сопротивлением.

Рис. 4. Общий вид лабораторной установки
с движущейся самопротоком жидкостью

В докладе приведены результаты исследований акустических характеристик элементов трех типов: прямой участок трубы, зигзагообразный участок с четырьмя погибами на 90 градусов (типа «гусеница») и элемент, имеющий участок с увеличенным в два раза диаметром (расширительная камера).

Результаты измерений звуковой составляющей гидродинамического шума и колебательных мощностей, распространяющихся по жидкости, показали, что эти величины слабо реагируют на пульсации давления, возникающие в исследуемых элементах при нарушении однородности потока жидкости. Только в случае резкого изменения диаметра проходного сечения трубопровода наблюдается увеличение упомянутых величин на выходе исследуемого элемента на частотах выше примерно 100 Гц.

Иная картина наблюдается при анализе изменения частотных характеристик вибрации структуры трубопровода на выходе зигзагообразного участка и расширительной камеры по сравнению с прямым участком трубы. Особенно четко это видно из рисунка 5, где представлены частотные характеристики поперечной

(вертикальной) вибрации структурных конструкций на выходе трех исследованных элементов. В случае прохождения потока жидкости через элемент «гусеница» поперечная вибрация на выходе элемента увеличивается на 10-20 дБ, а при установке на измерительном участке расширительной камеры вибрация трубопровода на выходе элемента возрастает на 10-40 дБ по сравнению с вибрацией трубопровода на выходе прямого измерительного участка трубы.

Это свидетельствует о том, что локализованные пульсации давления, возникающие в неоднородном потоке жидкости при ее протекании через исследуемый элемент, не оказывают значительного влияния на уровни акустической составляющей ГДШ и колебательную мощность, распространяющуюся по жидкости гидравлической системы, (особенно при отсутствии резкого скачка проходного сечения трубопровода), но оказывают значительное силовое давление на ближайшие участки ограничивающих поток жидкости конструкций (стенки) трубопровода. В результате в конструкциях трубопровода возбуждаются местные деформации и вибрации, которые распространяются по стенкам вдоль трубопровода и «уносят» по структурным конструкциям колебательную энергию, обусловленную пульсациями давления в неоднородном потоке жидкости.

Учитывая это явление, любые геометрические изменения структурных конструкций системы трубопровода (погибы, скачки сечений трубы, гибкие вставки и т.д.) следует рассматривать как активные участки (элементы) трубопровода, в которых генерируются звуковые давления и динамические силы, действующие на структурные элементы трубопровода, обусловленные локальными пульсациями избыточного давления в жидкости при нарушении неоднородного потока жидкости в элементе трубопровода.

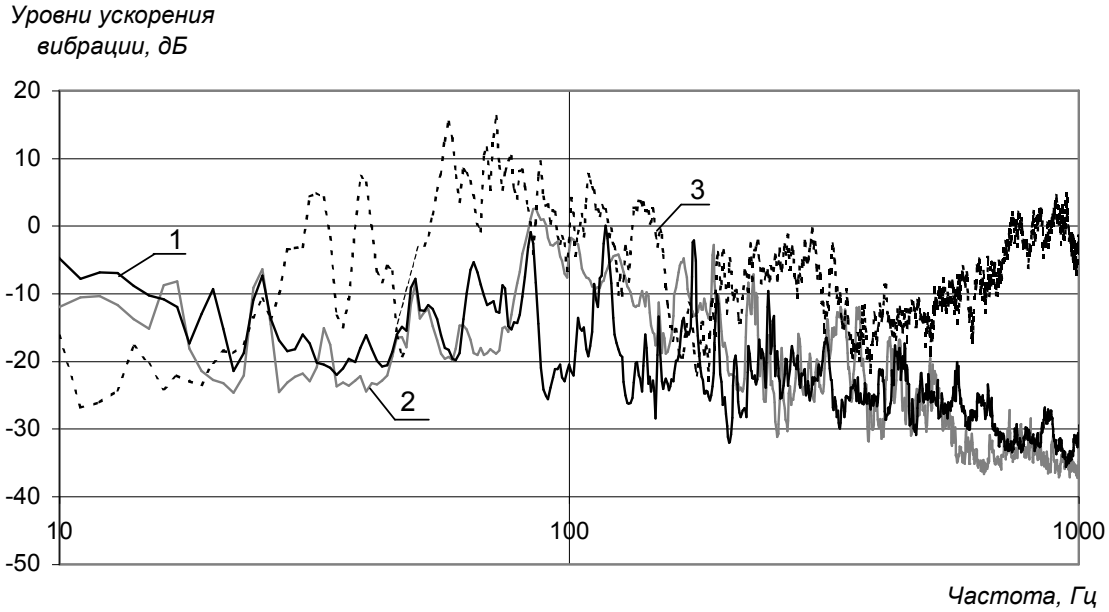


Рис. 5 Уровни ускорения поперечной трубопроводу вибрации на выходе испытуемых элементов (1 – прямой участок трубопровода; 2 – зигзагообразный участок трубопровода; 3 – расширительная камера)

Как любые генераторы, о чем упоминалось ранее, эти элементы могут рассматриваться как активные элементы, на границах которых приложены приведенные:

– суммарные квадратичные давления ${}^0p_\infty$;

– суммарные квадратичные силы ${}^0F_\infty$, равные ${}^0F_\infty = \sqrt{\sum_{i,n} F_{i,n}^2}$, где $F_{i,n}$ – i-ая составляющая силы, действующая со стороны жидкости на n-ый участок элемента, в котором имеют место пульсации давления движущейся жидкости.

Вводя в правую часть уравнения (1) значения этих давлений и сил, получаем систему уравнений, которая позволяет рассчитывать вынужденные колебания трубопроводов любой геометрии и при наличии в трубопроводах гибких вставок с учетом силового воздействия на трубопроводы насосов (арматуры) и с учетом силового взаимодействия жидкости и структуры, обусловленной пульсациями давления при наличии неоднородностей потока жидкости.

Определение внешних суммарных квадратичных сил, действующих на структуру трубопровода при движении жидкости в трубопроводе, может быть выполнено экспериментальным и теоретическим путем.

5. Для экспериментального определения суммарных квадратичных сил ${}^0F_\infty$, действующих на нагрузку с бесконечным сопротивлением в районе фланцев исследуемого элемента трубопровода при наличии пульсаций давлений потока жидкости внутри элемента, эти участки трубопровода с движещуйся самопротоком жидкостью должны быть прикреплены к фундаменту стенда конструкцией, значение механических сопротивлений которой значительно превышает значение сопротивлений системы трубопровода.

В связи с тем, что элементы трубопроводов имеют геометрически сложные формы, использовать датчики сил для измерения суммарных квадратичных сил, действующих со стороны элементов, обычно практически не представляется возможным. Измерения суммарных квадратичных сил целесообразно выполнять с помощью пьезопленочных датчиков деформации.

На рисунке 6 приведена схема ограничивающей опорной конструкции с расположением на ней датчиков деформации. Опорная конструкция состоит из основной вертикальной опоры и укрепляющих ее четырех вспомогательных опор. Значение механических сопротивлений опорной конструкции значительно превышает сопротивления трубопровода.

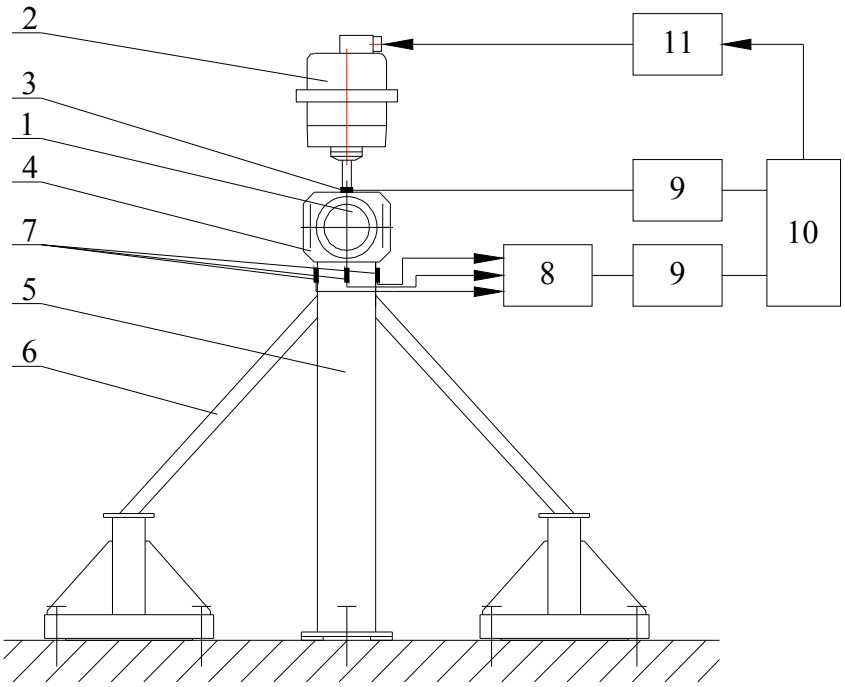


Рис. 6 Схема опорной конструкции и расположения на ней датчиков деформации, вибратора и датчика силы
1 – проточная часть, 2 – вибратор, 3 – датчик силы, 4 – фланец опорной конструкции, 5 – основная вертикальная опора, 6 – вспомогательные опоры, 7 – датчики деформации, 8 – сумматор, 9 – предварительные усилители, 10 – многоканальный анализатор, 11 – усилитель мощности

Четыре пьезоэлектрических датчиков деформации расположены на входе основной конструкции опоры. Датчики имеют идентичные частотные характеристики чувствительности.

Значение, например, суммарной квадратичной силы ${}^0F_{\infty,z}$, действующей на опорную конструкцию в направлении z при наличии неоднородности потока жидкости в исследуемом элементе, определяется по формуле:

$$ {}^0F_{\infty,z} = \frac{\sum U_{\Delta,n}}{\lambda_\Delta}, \text{ Н}, \qquad (9) $$

где $\sum_n U_{\Delta,n}$ - мгновенная сумма сигналов, поступающий со всех датчиков деформации, В,

λ_Δ - чувствительность всех четырех датчиков деформации к силе, действующей на опорную конструкцию, В/Н.

Определение λ_Δ чувствительности всех четырех датчиков деформации к суммарной квадратичной силе выполняют при возбуждении опорной конструкции с помощью вибратора (см. рисунок 6). При работе вибратора с помощью

датчика силы фиксируют частотную характеристику силы $F_{\partial}^{B}(\omega)$, действующей со стороны вибратора на опорную конструкцию, и частотную характеристику мгновенной суммы сигналов, поступающих с датчиков деформации $\sum_{n} U_{\Delta,n}^{B}(\omega)$. Затем определяют частотную характеристику чувствительности $\lambda_{\Delta}(\omega)$ по формуле:

$$\lambda_{\Delta}(\omega) = \frac{\sum_{n} U^{B}{}_{\Delta,n}(\omega)}{F_{\partial}^{B}(\omega)} \qquad (10)$$

На рисунке 6 приведена блок схема измерительного тракта при измерении частотной характеристики чувствительности датчиков деформации к суммарной квадратичной силе, действующей на опорную конструкцию.

На рисунке 7 представлены результаты измерения суммарных квадратичных сил ${}^{0}F_{\infty,z}$ при протекании жидкости через структурные элементы различной конфигурации.

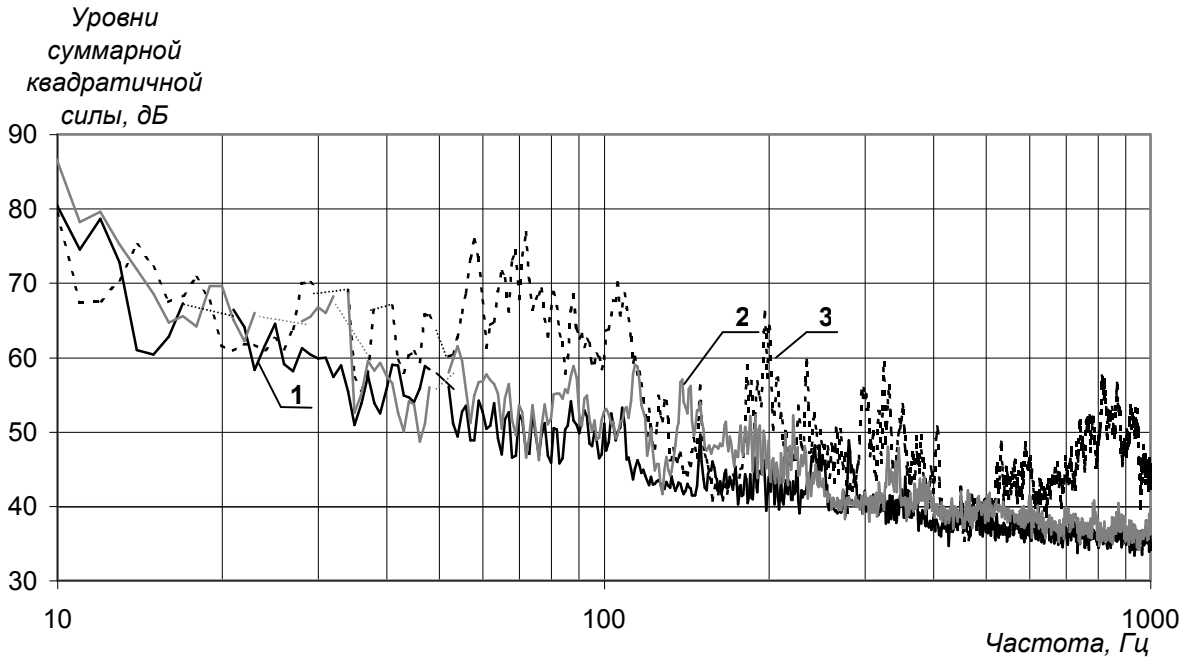


Рис. 7. Уровни суммарных квадратичных сил ${}^{0}F_{\infty,z}$, действующей на бесконечную нагрузку в районе выходного фланца исследуемых элементов (1 – прямой участок трубопровода; 2 – зигзагообразный участок трубопровода; 3 – расширительная камера)

Из рисунка 7 видно, что уровни сил ${}^{0}F_{\infty,z}$, обусловленных пульсацией давления неоднородного потока жидкости в зигзагообразном участке трубопровода, в диапазоне частот до 100-150 Гц на 5-20 дБ превышают уровни сил ${}^{0}F_{\infty,z}$, обусловленных пульсацией давления неоднородного потока жидкости в прямом участке трубопровода. Максимальное силовое воздействие на структуру трубопровода имеет место в случае расширительной камеры. Уровни сил ${}^{0}F_{\infty,z}$ в этом случае на 10-25 дБ превышают уровни сил, возбуждаемых трубопровод при пульсации потока жидкости в прямом участке, во всем исследуемом диапазоне частот.

6. Расчетное определение суммарных квадратичных сил, обусловленных воздействием неоднородного потока жидкости на стенки трубопровода.

При резком изменении геометрии трубопроводов источником переменных сил и давлений, определяющих зарождение колебательной мощности в жидкости, являются вихревые системы, образующиеся в результате потери устойчивости основного течения. При этом спектр образующихся вихревых структур оказывается весьма широким. Математическое моделирование таких турбулентных течений на основе решения уравнений Рейнольдса замкнутых какой-либо полуэмпирической моделью турбулентности оказывается способным предсказывать только самые крупномасштабные структуры, что для практического использования – неприемлемо. Поэтому приходится переходить к существенно более ресурсоемким методам моделирования, основанным, к примеру, на методе больших вихрей (Large Eddy Simulation, LES).

Данный подход ограничивается исследованием течений только в масштабах, превышающих некоторую заданную величину (ширину фильтра). В методе LES осуществляется разрешение фильтрованных по пространству уравнений Навье-Стокса и разрешается движение только крупных вихрей. Размеры крупных вихрей определяются граничными условиями задачи (размеры самых крупных вихрей сопоставимы с характерным масштабом задачи). Крупномасштабные компоненты турбулентности образуются из среднего течения при преодолении вязких или рейнольдсовых напряжений.

Мелкие вихри (высокочастотная часть спектра) имеют более универсальную структуру и характеристики, которые определяются скоростью диссипации кинетической энергии и вязкостью, сравнительно слабо зависят от геометрии течения и внешних условий и моделируются при помощи моделей подсеточного масштаба (Sub-Grid Scale, SGS), построенных на концепции вихревой вязкости или других рациональных приближений процессов переноса. На практике требуется применение достаточно мелких сеток, обеспечивающих разрешение крупных вихревых структур, лежащих вне инерционного интервала, удовлетворяющего колмогоровскому закону «пяти третей».

В силу развитости пограничных слоев на стенках трубопроводов использование для их моделирования метода LES оказывается невозможным в силу необходимости чрезмерного сгущения расчетных сеток для численного реше-

ния. В то же время пристенные зоны оказываются вне области интенсивного вихреобразования (кроме собственно вихреобразования в пограничных слоях). Для моделирования таких течений наиболее подходящим из развиваемых в настоящее время методов оказывается метод отсоединенных вихрей (Detached Eddy Simulation, DES) [11,12]. Метод представляет собой гибрид традиционных уравнений Рейнольдса (URANS), которые используются в пристеночной области (например, в области присоединенного пограничного слоя), где шага сетки недостаточно для разрешения крупных вихрей, и метода моделирования крупных вихрей (LES), применяемого в отрывных зонах с характерными для них крупномасштабными вихревыми структурами.

Идея метода состоит в том, что граница областей URANS и LES определяется в основном размерами расчетной сетки. Предлагается использовать уравнения Рейнольдса в тех областях потока, где размер сетки Δ слишком велик для разрешения турбулентных структур порядка lturb (характерный масштаб турбулентных вихрей в пристенном сдвиговом слое) и метод LES в остальной части потока, где $\Delta <$ lturb. Размер сетки Δ в данной точке пространства (ячейке) определяется как $\Delta=\max(\Delta 1, \Delta 2, \Delta 3)$, где Δi – шаги сетки по разным направлениям.

При использовании различных полуэмпирических моделей турбулентности в качестве линейного размера турбулентности могут быть использованы разные величины. Такой подход обеспечивает автоматический переход от решения уравнений Рейнольдса в области пограничного слоя (пристенной области) к решению по методу LES в области отрыва (области вихреобразования). Важной особенностью метода DES является отсутствие зонального разделения на области URANS и LES, поля скоростей и вязкости являются едиными во всей области, что избавляет от необходимости сглаживания решения между зонами.

Метод DES принципиально основан на трехмерной нестационарной формулировке решаемых задач, однако необходимые для его реализации сетки в пристенной области строятся из тех же соображений, что и сетки, необходимые для решения уравнений Рейнольдса, то есть на порядки меньше, чем сетки, требуемые для разрешения мелких вихревых структур в пристенной области в рамках LES.

В общем подходе, допускающем применение различных моделей турбулентности в RANS-области, масштаб турбулентности выбирается из условия:

$$l_{DES} = \min\{l_{RANS}, C_{DES}\Delta\} \qquad (11)$$

При этом $l_{DES} = l_{RANS}$ около стенки и $l_{DES} = C_{DES}\Delta$ вдали от нее.

При использовании k-ε модели турбулентности (обычно используется Realizable k-ε модель) изменяется форма записи диссипативного слагаемого в уравнении для кинетической энергии турбулентности $D_k = k^{3/2} / l_{DES}$, причем $l_{RANS} = k^{3/2} / \varepsilon$. При $l_{DES} = l_{RANS}$ получается обычная форма записи диссипативного члена $D_k = \varepsilon$ в стандартной k-ε модели турбулентности.

В случае модели Ментера диссипативный член записывается в виде:

$$D = \beta^* f_{\beta*} k\omega, \tag{12}$$

где

$$f_{\beta*} = \max\left\{\frac{L_t}{C_{DES}\Delta}, 1\right\}, \quad L_t = \frac{k^{1/2}}{\beta * \omega}.$$

Постоянная CDES рассчитывается как взвешенное среднее значений, полученных по $k-\varepsilon$ и $k-\omega$ моделям:

$$C_{DES} = (1-f)C_{DES}^{k-\varepsilon} + fC_{DES}^{k-\omega}, \tag{13}$$

где $C_{DES}^{k-\varepsilon} = 0.78$, $C_{DES}^{k-\omega} = 0.61$.

В данной работе в качестве модели турбулентности использовалась k-ω SST модель Ментера.

В области присоединенного пограничного слоя метод функционирует в режиме уравнений Рейнольдса, а в области отрыва потока переходит в метод моделирования крупных вихрей. При этом достигается сочетание лучших качеств обоих подходов – высокая точность и экономичность уравнений Рейнольдса в области присоединенного пограничного слоя и универсальность LES в отрывной области. Не смотря на то, что DES, в отличие от RANS, является принципиально нестационарным трехмерным подходом, необходимые для его реализации сетки в пристеночной области совпадают с сетками, необходимыми для решения уравнений Рейнольдса, и являются на много порядков меньшими, чем сетки, требуемые для разрешения мелких пристеночных вихрей в рамках LES. По мере измельчения сетки DES асимптотически приближается к LES и далее к DNS (прямое численное моделирование).

Использование DES накладывает специфические требования на расчетные сетки. В LES-области величина эффективной вязкости пропорциональна размерам ячеек расчетной сетки, поэтому увеличение размеров ячеек по любому из направлений может привести к увеличению схемной вязкости и искажению результатов. Вследствие этого, в LES-области лучше использовать расчетные сетки, ячейки которых имеют приблизительно одинаковые размеры по всем координатным направления, независимо от градиентов параметров среднего течения. В той области, где решаются уравнения Рейнольдса, допустимо использовать анизотропные сетки, адаптированные к особенностям среднего течения, или грубые сетки (если это позволяют требования по точности решения в этой области).

В качестве примера использования для моделирования турбулентных течений в структурных элементах трубопроводов рассмотрим внезапное расширение с переходом от трубы диаметром 100 мм к трубе диаметром 300 мм при среднерасходной скорости в трубе меньшего диаметра V_0=1 м/сек. Рассмотрен вариант с торцевой стенкой, скошенной под углом 10 градусов (в этом случае зона вихреобразования оказывается более компактной).

На рисунке 8 приведены изолинии продольной компоненты мгновенной скорости (V_X) в сечении, проходящем через продольную ось структурного элемента. Представлены результаты, полученные как при решении нестационарных уравнений Рейнольдса (URANS), так и методом отсоединенных вихрей (DES). Хорошо видно, что потерю устойчивости струей правильно предсказывает только метод DES. Соответственно и образование вихревых структур правильно предсказывается только с использованием DES метода.

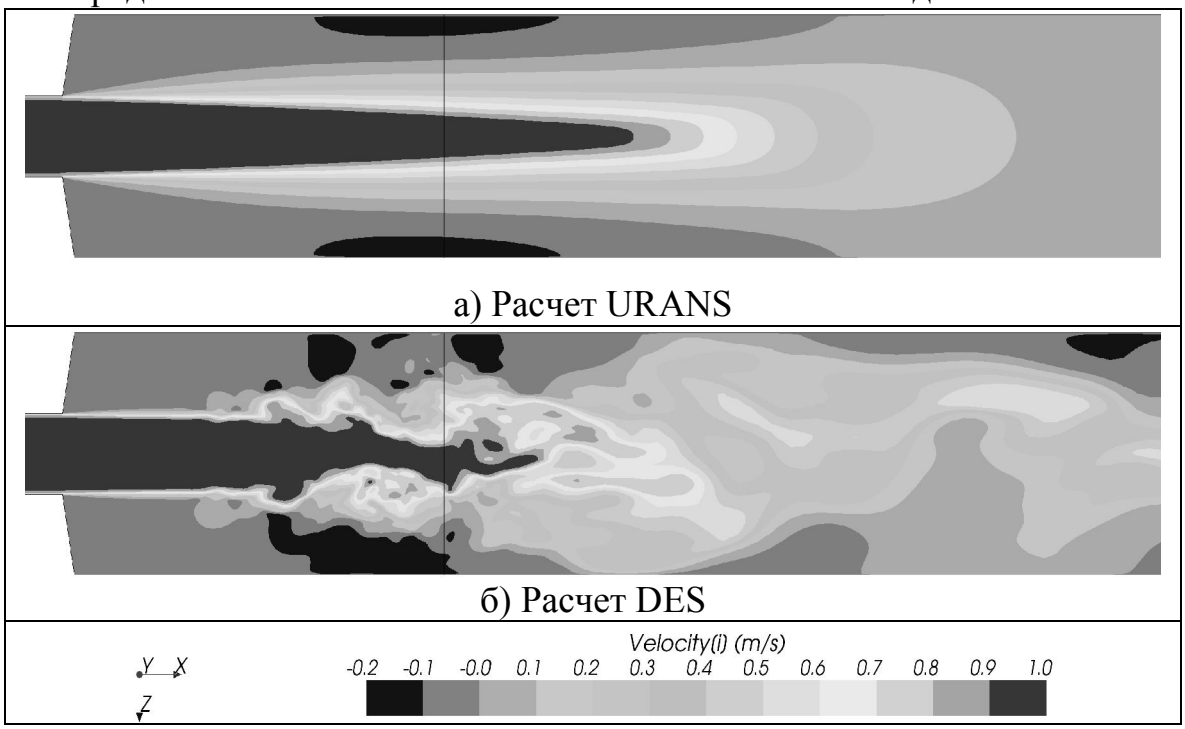


Рис. 8. Изолинии продольной компоненты мгновенной скорости (V_X) в сечении, проходящем через продольную ось структурного элемента

Визуализация образующихся вихревых структур наиболее наглядно может быть представлена в виде изоповерхностей Q-критерия: $Q = \frac{1}{2}\left(\|\Omega\|^2 - \|S\|^2\right)$. Здесь Ω – тензор завихренности, S – тензор скоростей деформаций. Этот критерий показывает области существования именно вихревых образований, а не продуцирование завихренности за счет сдвига скорости как в пограничном слое вблизи твердой поверхности. Положительные значения Q ответствуют областям с преимущественно вихревым движением, Отрицательные значения Q соответствуют областям, в которых преобладает сдвиговое течение. На рисунке 9

представлены изоповерхности Q=200 сек$^{-2}$. Именно эти вихревые структуры и отвечают за продуцирование колебательной мощности в жидкости.

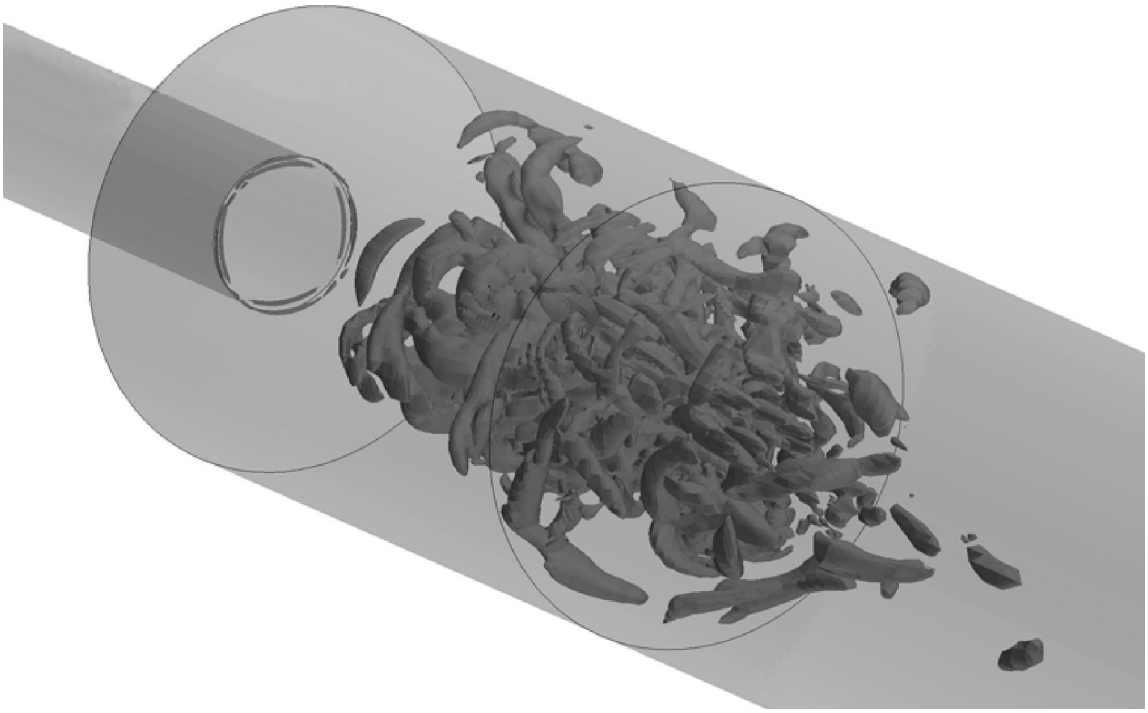


Рис. 9. Изоповерхности Q=200 сек$^{-2}$. (DES метод)

При разработке методов оптимизации геометрии ограничивающих поток жидкости типовых структурных элементов требуется, чтобы имелась возможность оценки следующих характеристик:

- спектра и временной реализации суммарной квадратичной (и мгновенной) силы, действующей на структурную поверхность элемента, ограничивающего движение жидкости;
- спектра и временной реализации среднеквадратичных пульсаций давления, возникающих в объеме элемента, ограничивающего движение жидкости;
- спектра и временной реализации пульсаций давления, возникающих в объеме элемента, ограничивающего движение жидкости;
- спектра и временной реализации пульсаций давления, действующих на поверхность структурного элемента;
- спектров и временных реализаций пульсаций давления в сечениях на входе и выходе структурного элемента.

Используемый подход (DES метод) позволяет найти все указанные величины. В процессе решения на заданных поверхностях и объемах проводится осреднение соответственно по поверхности или по объему, и все эти величины записываются в текстовый файл на каждом временном шаге. После окончания решения возможно проведение спектрального анализа по любой из выведенных величин.

На рисунке 10 представлен участок временной реализации пульсационной составляющей (после вычитания среднего значения) суммарной квадратичной силы $\left(Fx^2\right)^{1/2}$, действующей на поверхность выделенного элемента.

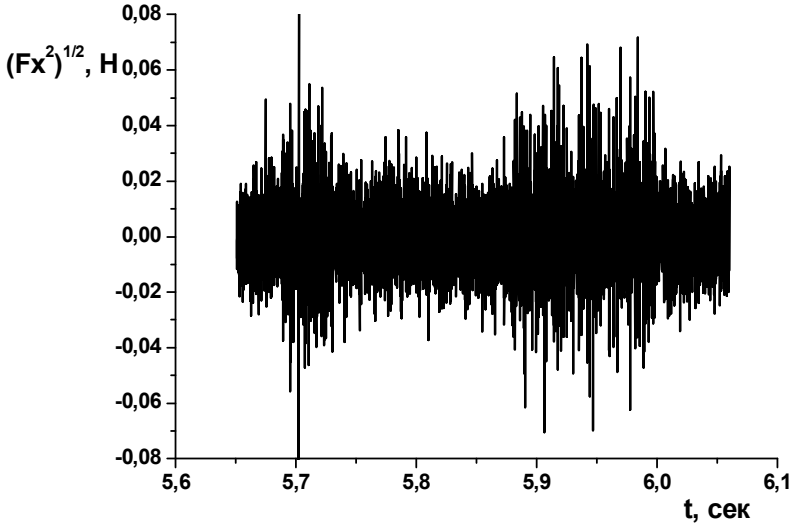


Рис. 10. Временная реализация пульсационной составляющей суммарной квадратичной силы $\left(Fx^2\right)^{1/2}$, действующей на структурную поверхность выделенного элемента, ограничивающего движение жидкости

Как было показано выше, именно действием этой силы можно заменить воздействие жидкости на поверхность трубопровода при оценке шума и вибрации. В реализации присутствуют и низкочастотные составляющие, период которых больше, чем 1/10 длины реализации. Спектральный анализ таких составляющих не может быть выполнен корректно [13]. Перед проведением спектрального анализа их следует исключить, проведя полиномиальные аппроксимации методом наименьших квадратов.

Пример выполненного спектрального анализа приведен на рисунке 11. Выполнялся он для реализации, представленной на рисунке 10 (после выделения низкочастотных составляющих методом наименьших квадратов). Завал спектра на самых низких частотах обусловлен именно изъятием их при обработке временной реализации. Для практики наиболее значимым является диапазон частот 5 – 1000 Гц, который достаточно хорошо разрешается при использовании метода отсоединенных вихрей (DES).

Можно выделить наличие двух видов процессов: низкочастотные колебания струи при потере ей устойчивости и более высокочастотные составляющие, доходящие 3 кГц – турбулентные пульсации, возникающие, в том числе и из-за наличия вихревых структур показанных на рисунке 9.

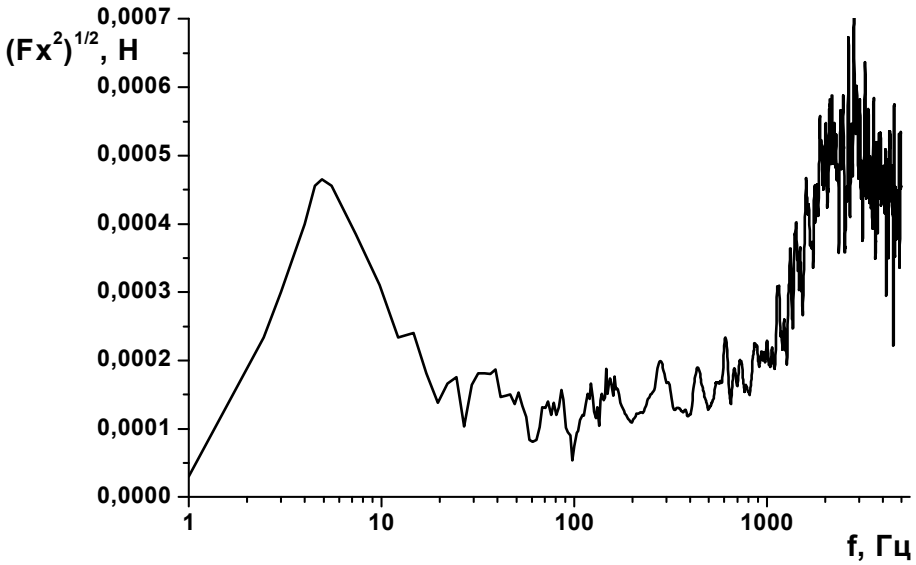


Рис. 11. Амплитудный спектр пульсационной составляющей суммарной квадратичной силы $\left(Fx^2\right)^{1/2}$, действующей на структурную поверхность выделенного элемента, ограничивающего движение жидкости

В целом можно констатировать, что использование метода отсоединенных вихрей (DES) для моделирования турбулентных течений в структурных элементах трубопроводов полностью обеспечивает получение информации, требуемой для оценки зарождения колебательной мощности в жидкости и сил, действующих на структуру, при изменении формы и размеров структурных элементов в трубопроводах.

Литература

1. Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций. Изд. «Сударыня», Санкт-Петербург, 2009.
2. Popkov V.I., Beziazychniy V.V., Voinova O.N., Kuznetsov N.A., Kuznetsov J.I., Popkov S.V., Chernoberevskiy V.V. Oscillations of pipeline systems. The Fifth International Conference on Vibration Problems, Moscow, Russia, ИМАШ, 2001.
3. Kusnetsov N., Popkov V., Popkov S. Methods for estimating the propagation of vibration energy along pipeline system. Proceedings Transport Noise and Vibration, St. Petersburg, Russia, 2002.
4. N.A. Kusnetsov, V.I. Popkov, S.V. Popkov. Oscillations of pipeline systems, comprising the elastic non-uniformities. Third International Conference NSN*2003, St. Petersburg, RUSSIA, 2003.
5. I.Y. Chung. JASA, vol. 62, N 2, pp. 388 – 395, 1977.
6. Davidson L.C. The internal impedance of centrifugal and positive displacement Pumps. –Noise and Fluids. ASME. Atlanta, Ga, New York, 1977.

7. Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневмогидравлических цепях. М., Машиностроение, 1979.
8. Шорин В.П., Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М., Мир, 1989.
9. Kim J. The experimental investigation of the electroacoustical model of the centrifugal pumps as a generator of the hydrodynamical noise. Proc. Second Internat. Simp. Trans Noise and vibration, S. Petersburg, Russia, 1994.
10. Попков В.И. К вопросу характеристики насосов и арматуры как источников гидродинамического шума. Ж.Судостроение, Санкт-Петербург, №1, 2009 г.
11. Spalart P.R., Jou W.H., Strelets M., Almaras S.R. Comments on the feasibility of LES for wings and on a hybrid RANS/LES approach. In Liu C. and Liu Z. (eds) Advances in DNS/LES // Proceedings of 1st AFOSR International Conference on DNS/LES, Ruston. Greyden Press, Columbus, OH, 1997. P. 137-148.
12. Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows. // AIAA Paper. No. 2001 - 0879. – 18 p.
13. Харкевич А.А. Спектры и анализ. / М.: Физматлит, 1962. - 234 с.
14. J.Bendat, A.Piersol. Random Data Analysis and Measurement Procedures. WILEY&Sons, New York, 1986.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВЗАИМОПРЕОБРАЗОВАНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ, РАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ В ЖИДКОСТИ И ОГРАНИЧИВАЮЩИХ ЕЕ КОНСТРУКЦИЯХ ТРУБОПРОВОДОВ

Попков В.И., Безъязычный В.В., Воинова О.Н., Дубовченко Е.М., Королев И.В.
ФГУП "ЦНИИ им. акд. А.Н. Крылова", г. Санкт-Петербург, Россия

Системы трубопроводов с жидкостью являются неотъемлемой частью практически любых сооружений, механизмов и установок промышленности и народного хозяйства. Надежность функционирования и шумность сооружений в значительной степени (а зачастую в определяющей степени), определяются колебаниями трубопроводов с жидкостью. При распространении колебаний в трубопроводах с жидкостью различной конфигурации, наличии в системе трубопроводов неоднородностей и гибких вставок происходят сложные явления взаимопреобразования различных составляющих колебаний в структуре и жидкости трубопроводов. Этот фактор чрезвычайно усложняет разработку рекомендаций по проектированию и прокладке трубопроводов с жидкостью, применению необходимого объема средств виброизоляции и глушения гидродинамического шума для минимизации шумности трубопроводов. Анализ физики явлений упрощается при использовании в качестве параметров для описания процессов распространения колебаний в трубопроводах с жидкостью составляющих колебательных мощностей, распространяющихся по структуре и жидкости трубопроводов.

В настоящем докладе рассмотрены методы измерений составляющих колебательных мощностей, распространяющихся по трубопроводам с жидкостью, и пример применения этой информации для анализа процессов колебаний конкретной системы трубопровода.

1. Измерение потоков колебательных мощностей, распространяющихся по структуре трубопровода

Рассмотрим методы измерения составляющих колебательных мощностей P_{F_x}, P_{F_z}, P_{M_ψ} и P_{M_φ}, обусловленные действием продольной и перерезывающей сил, изгибающего и крутящего моментов, соответственно, в диапазоне частот плоских колебаний сечений трубопроводов. Диаметры проходного сечения трубопроводов, применяемых на практике в промышленности, на транспорте и строительных сооружениях, таковы, что верхняя граничная частота плоских колебаний сечений трубопроводов составляет значение порядка 1000 Гц.

Уровни колебательной мощности сил в децибелах определяют относительно нулевого уровня $1 \cdot 10^{-12}$ Вт:

$$L_{P_{F,M}} = 10 \lg \frac{P_{F,M}}{1 \cdot 10^{-12}}, \text{ дБ.}$$

Схема измерительных трактов и расположения пьезотензодатчиков (датчиков деформации) и вибродатчиков при измерении продольной составляющей колебательной мощности приведена на рисунке 1. Применение пьезотензодатчиков деформации объясняется следующими причинами. Во-первых, они имеют очень большую чувствительность, в сотни раз превышающую чувствительность традиционных тензорезисторов. Во-вторых, это датчики емкостного типа работающие на том же принципы, что и пьезодатчики вибрации. Сигнал с пьезопленочного датчика деформации поступает на усилитель заряда или предусилитель напряжения, то есть используется та же измерительная схема, что и при измерении вибрации с помощью акселерометров. В этом случае канал деформации, который, как будет упомянуто далее, вырабатывает сигнал, пропорциональный силе, имеет амплитудно-фазовые характеристики, аналогичные каналу измерения ускорения или скорости вибрации. В результате имеется возможность определения без искажений, в реальном масштабе времени определять взаимный спектр между сигналами сил и вибрации, то есть измерять колебательную мощность, распространяющуюся по стенкам трубопроводов.

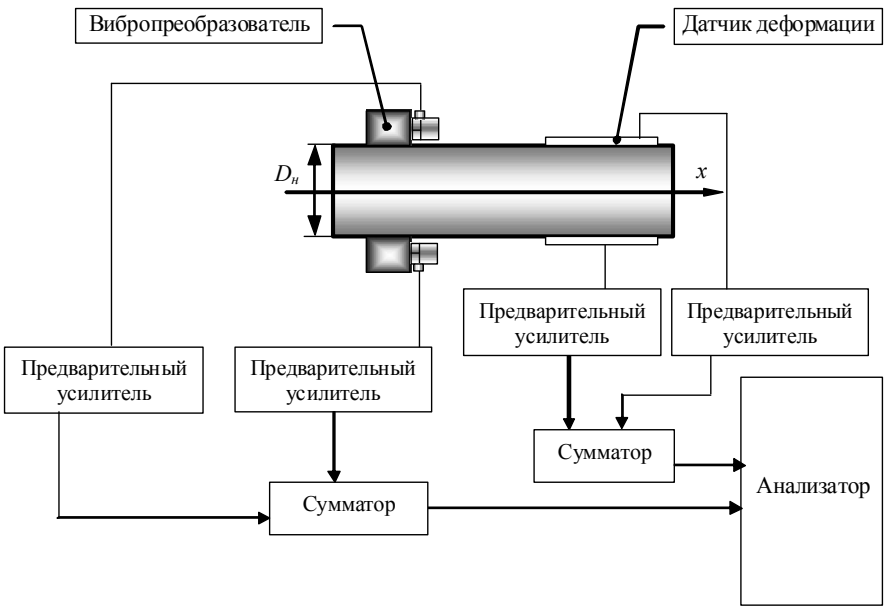


Рис. 1. Схема измерительного тракта и расположения датчиков деформации и вибропреобразователей на трубопроводе для измерения колебательной мощности P_{F_x}

Схемы расположения датчиков и измерительного тракта выбраны исходя из того, что формула для определения продольной составляющей колебательной мощности имеет вид:

$$P_{F_x}(f) = \frac{1}{2}\mathrm{Re}\left\{F_x(f)\cdot \dot{q}_x^*(f)\right\},$$

а ее измерение с помощью многоканального анализатора выполняется по следующему алгоритму:

$$P_{F_x} = \frac{E\,S}{2\omega}\left(\mathrm{Im}\,G_{\varepsilon_x\,\ddot{q}_x}\right),$$

где $\varepsilon_x = \varepsilon_{1x} + \varepsilon_{2x}$ – сигнал, пропорциональный продольной деформации (динамической продольной силе).

Схемы измерительного тракта и расположения пьезотензодатчиков (датчиков деформации) и вибродатчиков при измерении составляющей колебательной мощности изгибных колебаний при действии изгибающего момента приведены на рисунке 2.

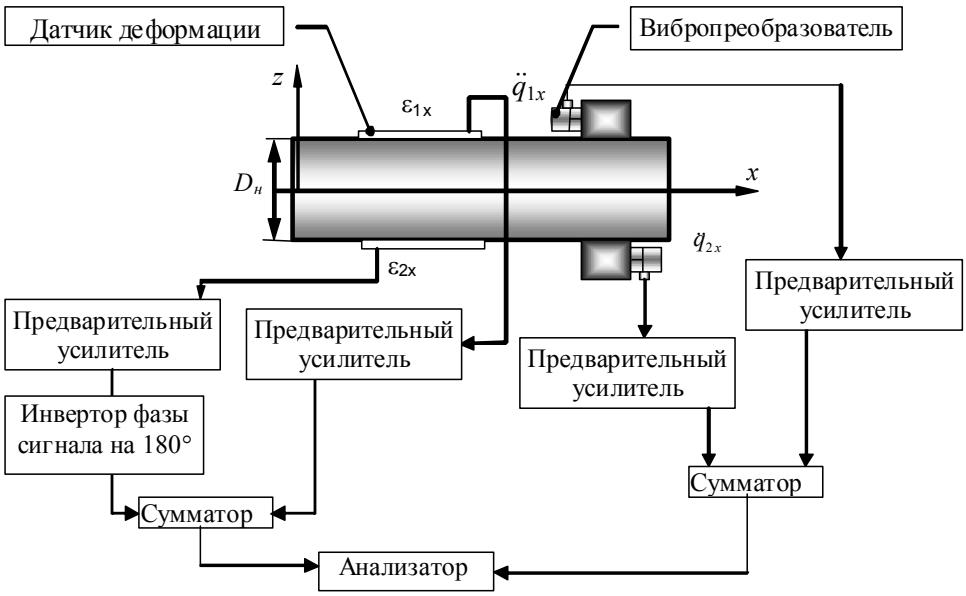


Рис. 2. Схемы измерительного тракта и расположения датчиков деформации и вибропреобразователей на ограничивающей конструкции при измерении колебательной мощности P_{M_ψ}

Схемы расположения датчиков и измерительного тракта выбраны исходя из того, что формула для определения составляющей колебательной мощности изгибных колебаний при действии изгибающего момента имеет вид:

$$P_{M_\psi}(f) = \frac{1}{2}\mathrm{Re}\left\{M_\psi(f)\cdot \dot{\psi}^*(f)\right\},$$

а ее измерение с помощью многоканального анализатора выполняется по следующему алгоритму:

$$P_{M_\psi} = \frac{E\,I_u}{D_н^2\,\omega}\left(\mathrm{Im}\,G_{\varepsilon_\psi\ \ddot{q}_z}\right),$$

где $\varepsilon_\psi = \varepsilon_{1x} - \varepsilon_{2x}$ – сигнал, пропорциональный углу поворота сечения относительно нейтральной оси (динамическому изгибающему моменту).

Возможные схемы измерительного тракта и расположения пьезотензодатчиков и вибродатчиков при измерении составляющей колебательной мощности изгибных колебаний при действии перерезывающей силы приведены на рисунке 3.

Схемы расположения датчиков и измерительного тракта выбраны исходя из того, что формула для определения составляющей колебательной мощности изгибных колебаний при действии перерезывающей силы имеет вид:

$$P_{F_z}(f) = \frac{1}{2}\mathrm{Re}\left\{F_z(f)\cdot \dot{q}_z^*(f)\right\},$$

а ее измерение с помощью многоканального анализатора выполняется по следующему алгоритму

$$P_{F_z} = \frac{E\,I_u}{D_н\,\Delta_u\,\omega}\left(\mathrm{Im}\,G_{\Delta\varepsilon_\psi \ddot{q}_z}\right)$$

Где $\Delta\varepsilon_\psi = \varepsilon_{1x} - \varepsilon_{2x} - \varepsilon_{3x} + \varepsilon_{4x}$ – сигнал, пропорциональный относительному углу поворота сечения (динамической перерезывающей силе).

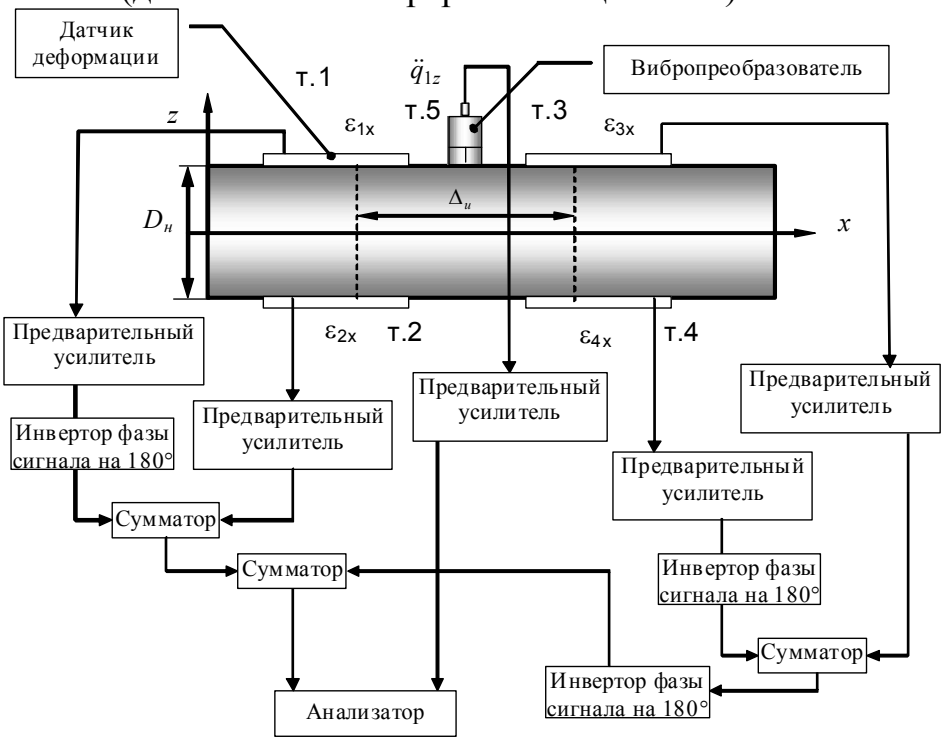


Рис. 3. Схемы измерительного тракта и расположения датчиков деформации на ограничивающей поверхности для измерения колебательной мощности P_{F_z}

Схемы измерительного тракта и расположения пьезотензодатчиков (датчиков деформации) и вибродатчиков при измерении составляющей колебательной мощности крутильных колебаний структуры трубопровода приведены на рисунке 4.

Схемы расположения датчиков вибрации и измерительного тракта выбраны исходя из того, что формула для определения составляющей колебательной мощности, излучаемой при действии крутящего момента имеет вид:

$$P_{M_\varphi}(f) = \frac{1}{2}\mathrm{Re}\left\{M_\varphi(f)\cdot\dot{\varphi}^*(f)\right\},$$

а ее измерение с помощью многоканального анализатора выполняется по следующему алгоритму:

$$P_{M_\varphi} = \frac{G\ J_к}{D_н^2\ \Delta_к\ \omega^3}\left(\mathrm{Im}\ G_{\Delta\varepsilon_\varphi\cdot\varepsilon^*_{\varphi 1}}\right),$$

где $\Delta\varepsilon_\varphi = \varepsilon_{\varphi 1} - \varepsilon_{\varphi 2}$ – сигнал, пропорциональный относительному углу кручения (динамическому крутящему моменту),

$\varepsilon_{\varphi 1} = q_{y_1} + q_{y_2}$ – сигнал, пропорциональный углу кручения в сечении 1 – 2;

$\varepsilon_{\varphi 2} = q_{y_3} + q_{y_4}$ – сигнал, пропорциональный углу кручения в сечении 3 – 4.

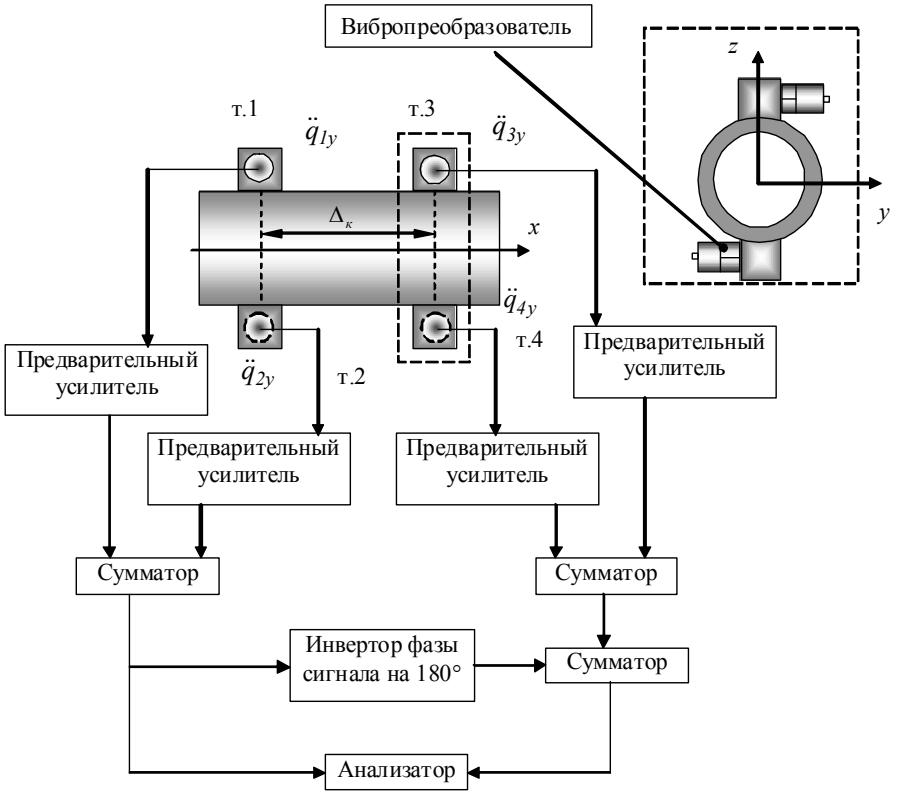


Рис. 4. Схемы измерительного тракта и расположения вибропреобразователей на трубопроводе для измерения колебательной мощности P_{M_φ}

2. Измерение колебательной мощности, распространяющейся по жидкости

Измерения колебательных мощностей, распространяющихся по жидкости, проводят по традиционной схеме, изображенной на рисунке 5. Для проведения измерений в низкочастотном диапазоне используют гидрофоны, расположенные на большем расстоянии друг от друга, а в высокочастотном - на меньшем.

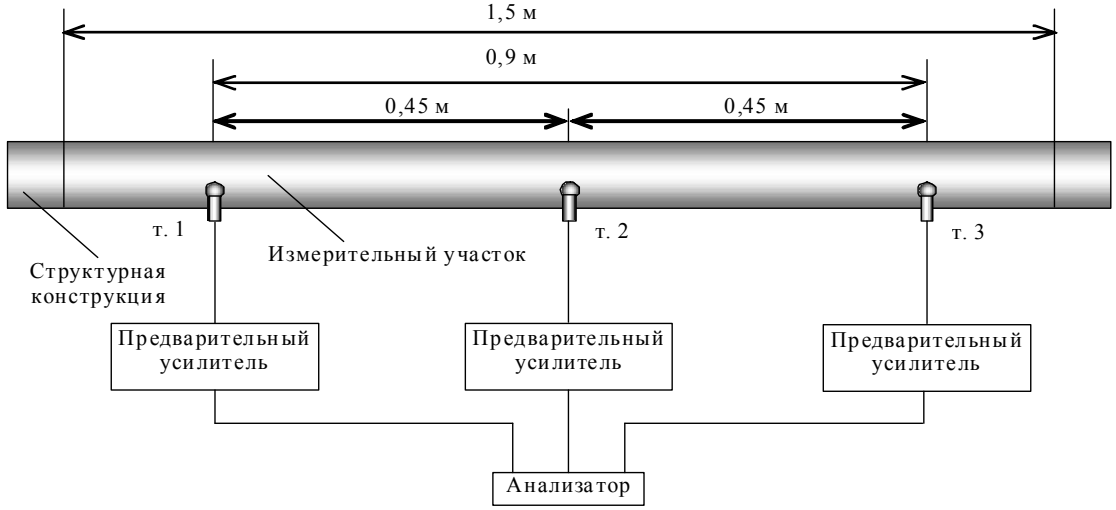


Рис. 5. Схемы измерительного тракта и расположения гидрофонов на измерительном участке.

Определение колебательной мощности, распространяющейся по жидкости, производят используя значения комплексных взаимных спектров гидродинамического шума, регистрируемого гидрофонами, установленными в штуцерных устройствах в точках 1, 2, 3 (см. рисунок 5).

Колебательную мощность, распространяющуюся по жидкости, для диапазона частот 5 - 530 Гц определяют по формуле:

$$P_{ж} = \frac{S}{\rho\omega l_1}\operatorname{Im} G_{P_1P_3},$$

где $\operatorname{Im} G_{P_1P_3}$ - мнимая часть взаимного спектра звуковых давлений, измеренных в точках №1 и №3;

l_1=0,9 м – расстояние между гидрофонами в точке №1 и №3.

Колебательную мощность, распространяющуюся по жидкости в диапазоне частот 530 - 1000 Гц, определяют по формуле:

$$P_{ж} = \frac{S}{\rho\omega l_2}\operatorname{Im} G_{P_1P_2},$$

где $\operatorname{Im} G_{P_1P_3}$ - мнимая часть взаимного спектра звуковых давлений, измеренных в точках №1 и №2;

l_2=0,45 м – расстояние между гидрофонами в точке №1 и №2.

Колебательную мощность, излучаемую в полосе частот (например, в 1/3-октавной), определяют по формуле:

$$P_{ж\,1/3} = \sum_{a=1}^{N} P_{ж\cdot a}(\Delta\omega)\ ,(1)$$

где N - число спектральных значений мощности $P_{ж\cdot a}(\Delta\omega)$, измеренной в узкой полосе частот $(\Delta\omega)$, в 1/3 –октавной полосе частот.

3. Измерение колебательных мощностей, излучаемых в виброизоляторы

На рисунке 6 представлена схема расположения датчиков вибрации в месте установки виброизолятора.

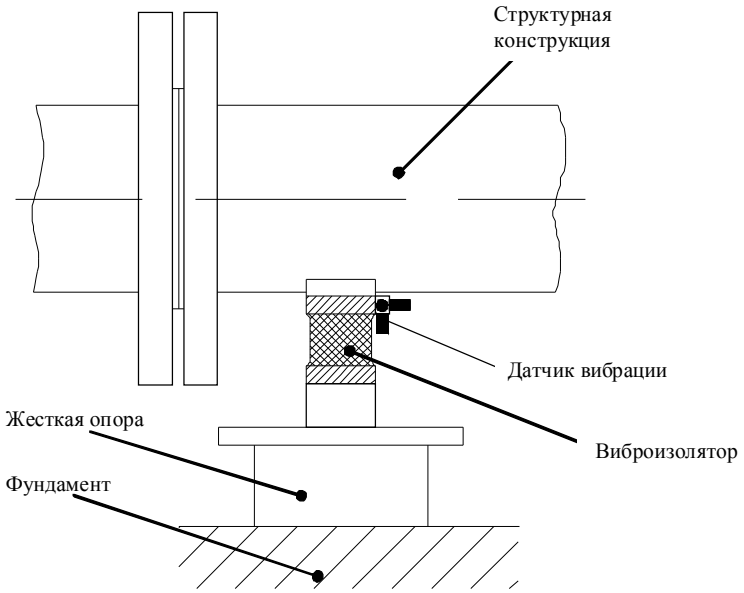


Рис. 6. Схема установки датчиков вибрации на виброизоляторе

В случае, когда значения механических сопротивлений виброизоляторов значительно меньше сопротивлений фундаментных конструкций и перепады вибрации на виброизоляторах превышают 15-20 дБ в исследуемом диапазоне частот колебательная мощность $P_i^{n,a}(\omega,\Delta\omega)$, излучаемая в n-й виброизолятор в виде каждой из трех линейных составляющих вибрации, определяется по формуле:

$$P_i^{n,a}(\omega,\Delta\omega) = \mathrm{Re}\, Z_{вх,ii}^{n}(\omega,\Delta\omega)\cdot(\dot{q}_{i,эфф}^{n}(\omega,\Delta\omega))^2,$$

где

$\mathrm{Re}\, Z_{вх,ii}^{n}(\omega,\Delta\omega)$ реальная часть входного сопротивления виброизолятора по отношению к силам трех взаимно перпендикулярных направлений;

$\dot{q}^{n}_{i,эфф}(\omega,\Delta\omega)$ скорость вибрации трубопровода в точке контакта с n-ым виброизолятором.

При наличии результатов измерений колебательной мощности, излучаемой в ограниченное число виброизоляторов l, колебательную мощность $P_i(\omega,\Delta\omega)$, излучаемую во все виброизоляторы, определяют по данным измерений в ограниченном числе виброизоляторов l по формуле:

$$P_i(\omega,\Delta\omega)=\frac{k}{l}\sum_{n=1}^{l}P_i^n(\omega,\Delta\omega),$$

где k-общее число виброизоляторов, на которых установлена система трубопровода.

Спектр общей колебательной мощности, излучаемой в присоединенные виброизоляторы в узкой полосе частот в виде трех составляющих вибрации, равна сумме спектров колебательных мощностей, излучаемых в виде отдельных составляющих вибрации.

Колебательную мощность, излучаемую в широкой полосе частот (например, в 1/3-октавной), определяют по формуле (1).

4. Пример использования рассмотренных методов измерения колебательных мощностей

На рисунке 7 приведен общий вид трубопровода с жидкостью, в котором были выполнены измерения составляющих колебательных мощностей, распространяющихся по жидкости, стенке трубопровода и излучаемых в виброизоляторы при искусственном возбуждении колебаний в начальном сечении трубопровода. Система трубопровода возбуждалась вибратором. Вибратор воздействовал на поршень. Движущийся поршень возбуждал колебания в жидкости, а также колебания стенки трубопровода через резиновые уплотнительные кольца поршня.

Рис. 7. Общий вид установки и расположения на ней системы возбуждения и измерительных участков

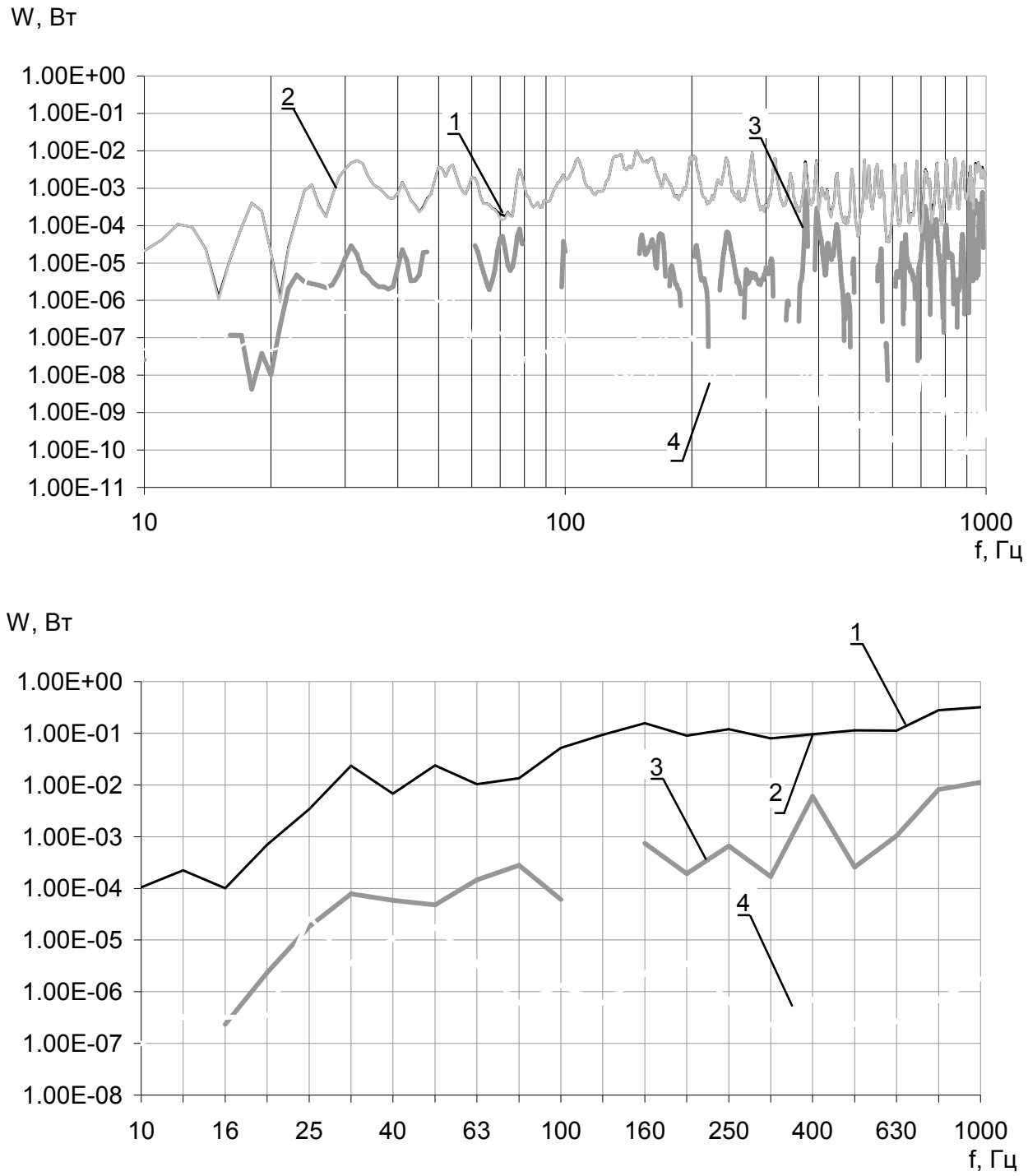


Рис. 8. Узкополосные и третьоктавные спектры составляющих колебательных мощностей, излучаемых в трубопровод и в первый виброизолятор

1 – суммарная мощность, излучаемая в трубопровод с жидкостью;

2 – мощность, излучаемая по жидкости;

3 – мощность, излучаемая по структуре трубопровода в виде продольных колебаний;

4 – мощность, излучаемая в первый виброизолятор.

Из рисунка 8 видно, что практически вся колебательная мощность излучается в жидкостной тракт трубопровода.

На рисунке 9 приведены узкополосные спектры составляющих колебательных мощностей, распространяющихся через второй участок трубопровода, расположенного после изгиба трубопровода. Из рисунка 9 видно, что в основном мощность распространяется в виде колебаний жидкости. В то же время доли $P_{стр+виброиз} / P_{\Sigma}$ составляющих колебательных мощностей, распространяющихся по структуре трубопровода и излучаемой в виброизоляторы, в общем потоке мощности P_{Σ} через второй участок значительно возросли (см. рисунок 10) по сравнению с первым измерительным участком, а на некоторых частотах сравнялись с долей распространения колебательной мощности по жидкости $P_{ж}$.

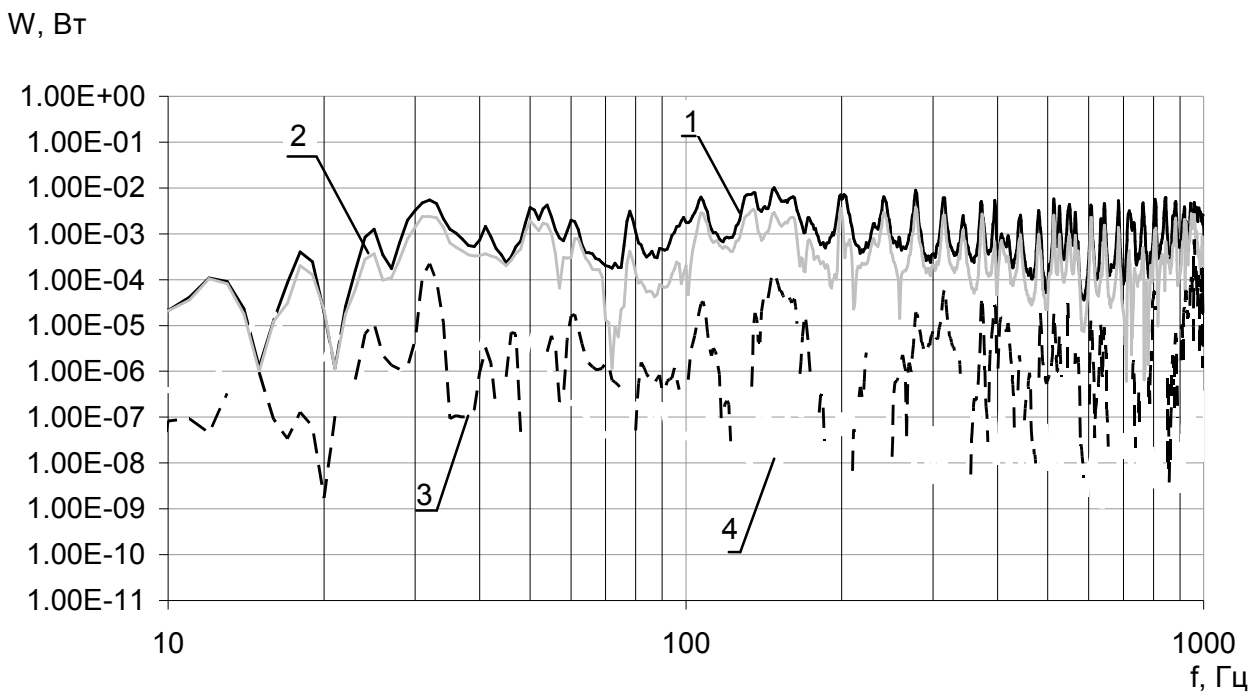


Рис. 9. Узкополосные спектры колебательных мощностей, распространяющихся через второй измерительный участок трубопровода и излучаемой в виброизоляторы

1 – суммарная мощность, излучаемая в трубопровод с жидкостью;

2 – мощность, излучаемая по жидкости через второй измерительный участок;

3 – суммарная мощность, излучаемая по структуре трубопровода в виде продольных и изгибных колебаний через второй измерительный участок;

4 – мощность, излучаемая в виброизоляторы, расположенные на пути колебаний до второго измерительного участка.

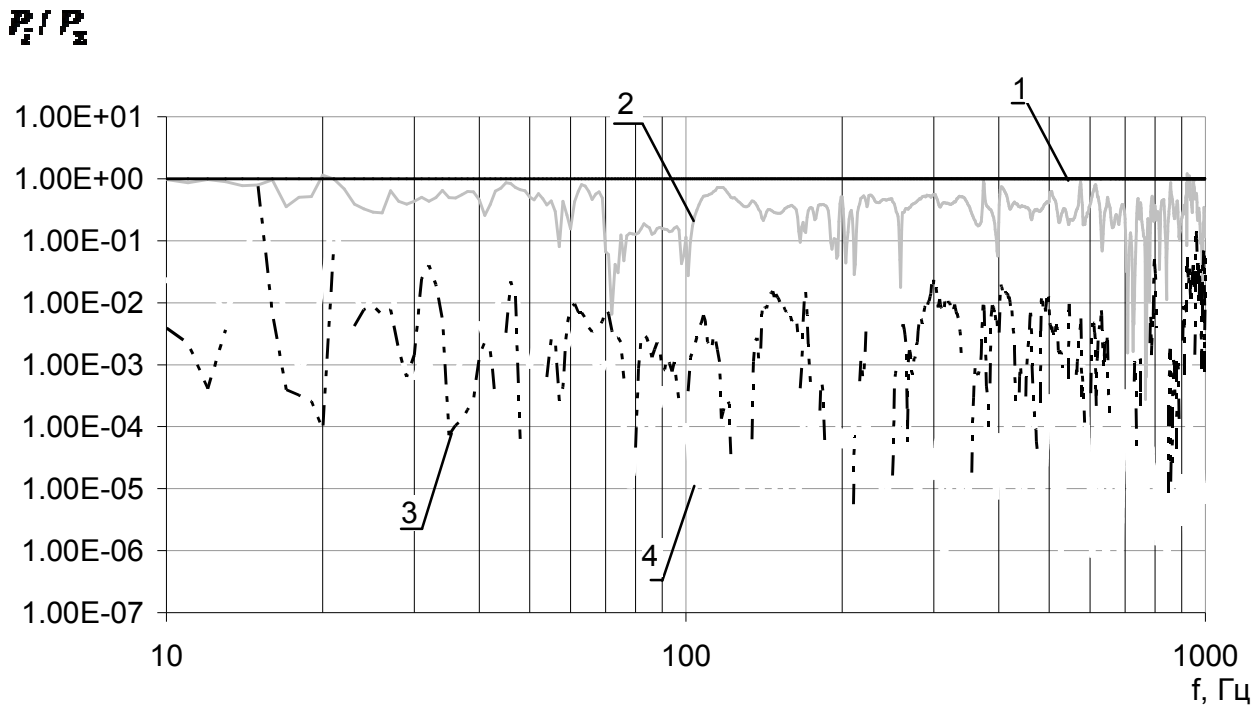


Рис. 10. Спектры долей колебательных мощностей, распространяющихся через второй измерительный участок трубопровода

1 – доля мощности, излучаемой в трубопровод с жидкостью;

2 – доля мощности, излучаемой через второй измерительный участок по жидкости;

3 – доля мощности, излучаемой через второй измерительный участок по структуре трубопровода в виде продольных и изгибных колебаний;

4 – доля мощности, излучаемой в виброизоляторы, расположенные на пути распространения колебаний до второго измерительного участка.

В некоторой степени после изгиба трубопровода колебательная мощность, распространяющаяся по жидкости, преобразовалась в колебательную мощность, распространяющуюся в виде колебаний структуры трубопровода и излучаемую в виброизоляторы.

Из рисунка 11 видно, что при распространении колебаний через изгиб трубопровода были возбуждены изгибные колебания. Значения мощности, распространяющейся в виде изгибных колебаний практически равны значениям мощности, распространяющейся в виде продольных колебаний.

Рис. 11. Спектры колебательных мощностей, распространяющиеся по структуре трубопровода через второй измерительный участок в виде продольных колебаний, изгибных колебаний при действии изгибающих моментов и изгибных колебаний при действии перерезывающих сил.

1 – мощность, распространяющаяся в виде продольных колебаний;

2 – мощность, распространяющаяся в виде изгибных колебаний при действии изгибающих моментов;

3 – мощность, распространяющаяся в виде изгибных колебаний при действии перерезывающих сил.

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К СНИЖЕНИЮ УРОВНЕЙ ВОЗДУШНОГО ШУМА В ПОМЕЩЕНИЯХ МЕДИЦИНСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Елтышева Е.Н., Безъязычный А.В., Митрофанова Е.Н., Попков С.В.
ФГУП "ЦНИИ им. акд. А.Н. Крылова", г. Санкт-Петербург, Россия

На основании проведенного расчетно-экспериментального обследования шумовой обстановки окружающих кабинет аудиометрии производственных и рекреационных помещений, целенаправленно спроектировано и реализовано звукоизолирующее ограждение с оптимальным соотношением «цена-качество» и требуемой эффективностью, позволившее решить проблему обеспечения допустимых значений воздушного шума в ЛОР-кабинете и кабинете аудиометрии медицинского центра.

В медицинских центрах промышленных предприятий для осуществления проверки слуха в ЛОР-кабинетах создаются специальные кабинеты аудиометрии. С целью обеспечения достоверной оценки слуха пациента в этих помещениях предъявляются очень жесткие требования к уровням воздушного шума, а именно: уровень звука не должен превышать значения 30 дБА.

В случае если ЛОР-кабинет расположен рядом с производственными и/или рекреационными помещениями, сильно отличающимися по уровням воздушного шума, (например, рисунок 1), удовлетворить этим требованиям с минимальными финансовыми затратами на средства акустической защиты достаточно сложно и не всегда ясно с помощью каких методов и средств решать проблему.

В таких случаях решение проблемы борьбы с шумом с целью удовлетворения заданным нормам, возможно только при комплексном подходе к получению и использованию имеющейся информации. Важно тщательно измерить уровни воздушного шума в защищаемом (нормируемом) и окружающих помещениях, расчетно-экспериментальным способом определить пути передачи шума в защищаемое помещение, разделить и локализовать источники и вклад каждого из одновременно работающих источников в общую шумовую обстановку и наконец выделить наиболее опасные источники.

В качестве методов выявления источников и определения основных путей распространения воздушного шума можно использовать методы [1]:

- последовательного включения (выключения);
- узкополосного спектрального анализа;
- следящего спектрального анализа;
- взаимных спектров;

- взаимности;
- авто и энергетических спектров;
- корреляционного анализа;
- расчетного прогнозирования вибро-шумоизоляции конструкции.

Таким образом, удается сделать определенной ситуацию по источникам, определяющим уровень воздушного шума, и понять каким именно путем распространяется колебательная энергия. Практика показывает, что этих знаний оказывается достаточно для решения проблемы и разработки оптимального по критерию «цена-качество» и требуемой эффективности комплекса мероприятий по акустической защите для удовлетворения заданным требованиям.

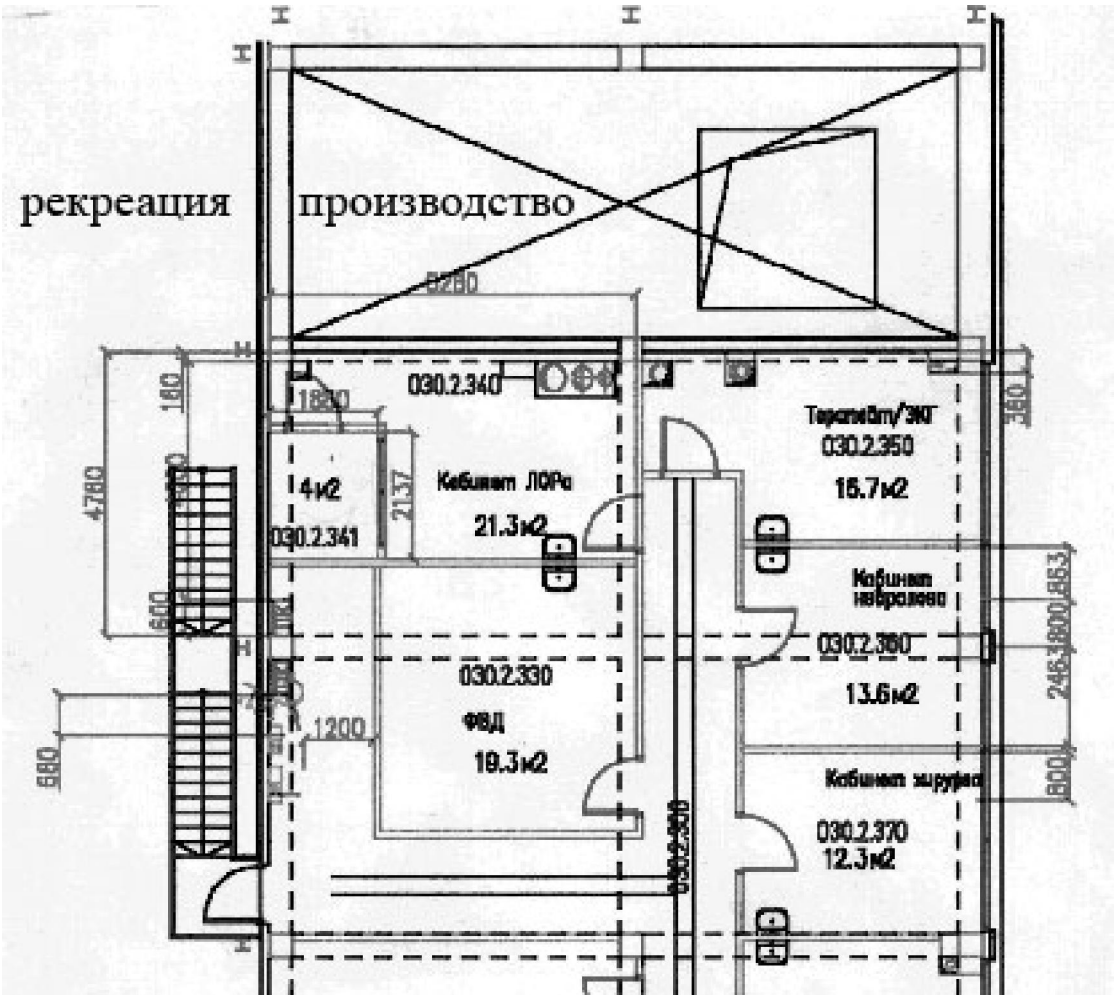


Рис. 1 – Расположение ЛОР-кабинета в медицинском центре

В качестве примера рассмотрен кабинет ЛОРа, оснащенный специальным кабинетом аудиметрии.

Для выявления существующей шумовой обстановки были произведены измерения уровней воздушного шума внутри помещений медицинского центра и в окружающих центр производственных и рекреационных помещениях. Схема расположения точек измерений приведена на рисунке 2. Результаты измерений представлены на рисунке 3.

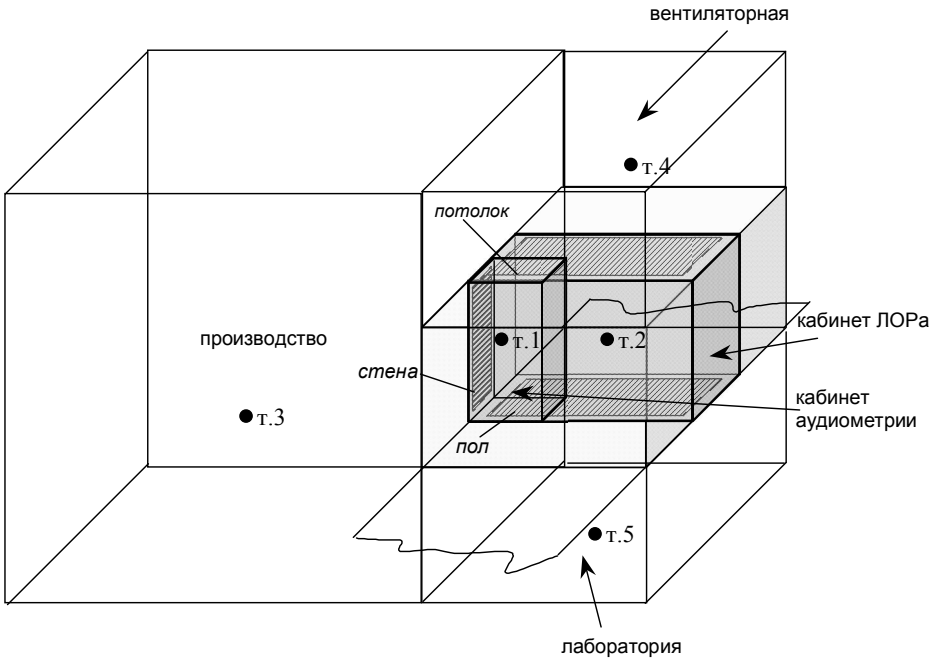


Рис. – 2 Схема точек измерения воздушного шума

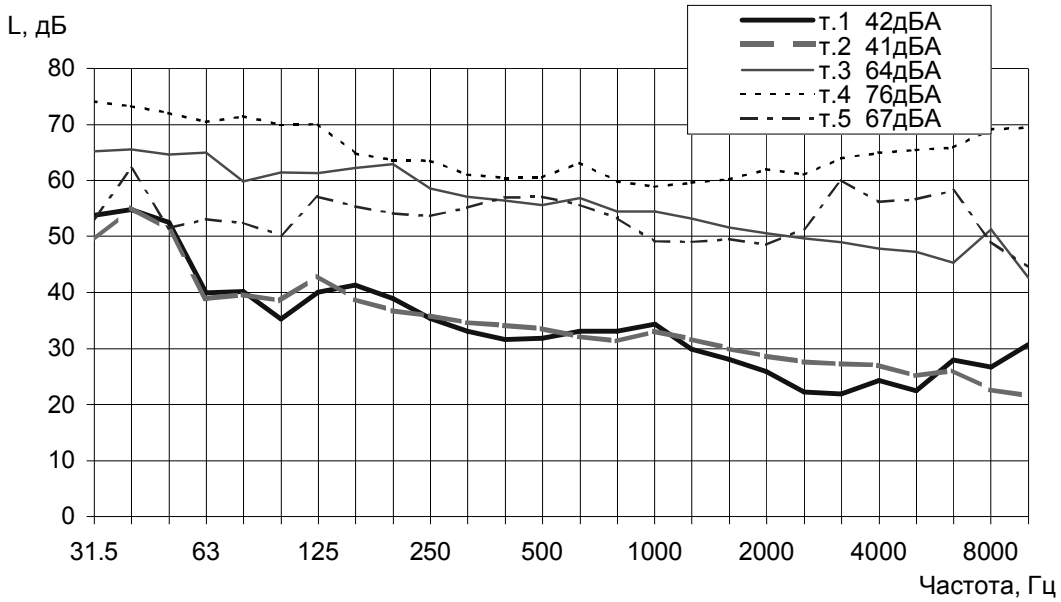


Рис. 3 – Спектральные составляющие и общие уровни воздушного шума в обследованных помещениях

Требования к общим уровням воздушного шума в кабинете аудиометрии составляют 30 дБА. Из результатов измерений видно, что уровни звука в кабинете до внедрения мероприятий превышают заданные требования на величину 11 дБА.

Для разработки рекомендаций по снижению проникающего в кабинет аудиометрии воздушного шума была рассчитана звукоизоляция существующих ограждений и перекрытий помещения [2]. В соответствии со строительной документацией принимались следующие параметры перекрытий:

- пол – плита железобетонная толщиной 285 мм;

- потолок – плита железобетонная толщиной 285 мм;
- стена – сэндвич-панель МП120 фирмы «Строй-панель».

Расчет ожидаемых уровней шума в смежных с источником помещениях выполнялся по формуле [3]:

$$L_2 = L_1 - R + 10 \cdot \lg \frac{S}{A} \ ,$$

где:

L_1 – уровень шума в помещении источника;

L_2 – уровень шума в смежном помещении;

R – звукоизоляция стены между помещениями;

S – площадь стены между помещениями;

A – эквивалентная площадь звукопоглощения в смежном помещении.

Звукоизоляция R ограждающих перекрытий помещения рассчитывалась с помощью программного комплекса, разработанного специалистами ФГУП «ЦНИИ имени академика А.Н.Крылова».

На основании выполненных измерений уровней воздушного шума в смежных помещениях и расчетов звукоизоляции стен и перекрытий определены вклады воздушного шума в этих помещениях в воздушный шум в кабинете аудиометрии. На рисунке 4 представлены результаты такой оценки. Видно, что на частотах до 2000 Гц основной вклад в уровень воздушного шума в ЛОР-кабинете вносит проникающий воздушный шум через стену со стороны производственных помещений и через потолок от вентиляторной. На более высоких частотах заметен вклад проникающего воздушного шума через пол со стороны лабораторного помещения.

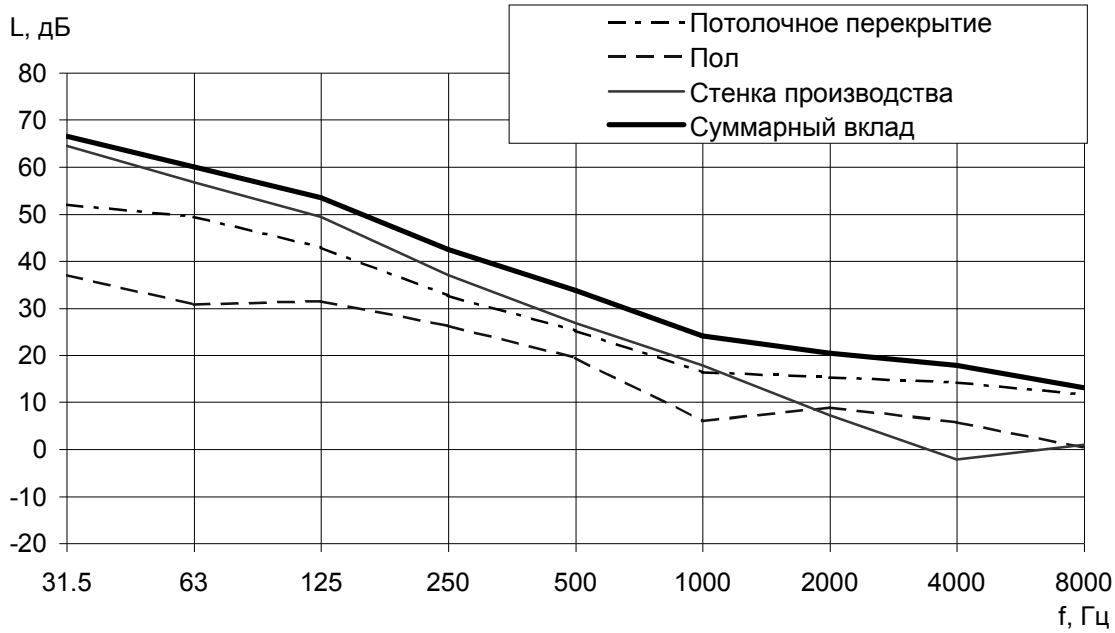


Рис. 4 – Оценка вклада смежных помещений
в воздушный шум в кабинете аудиометрии

На основании выполненных расчетно-экспериментальных исследований разработан оптимальный перечень мероприятий по снижению уровней воздушного шума, направленный на повышение звуко и виброизоляции ограждений кабинета аудиометрии от несущих конструкций и окружающих помещений, включающий в себя:

- установку на стены звукоизолирующих зашивок (см. рис. 5);
- установку на потолок подволочных зашивок.

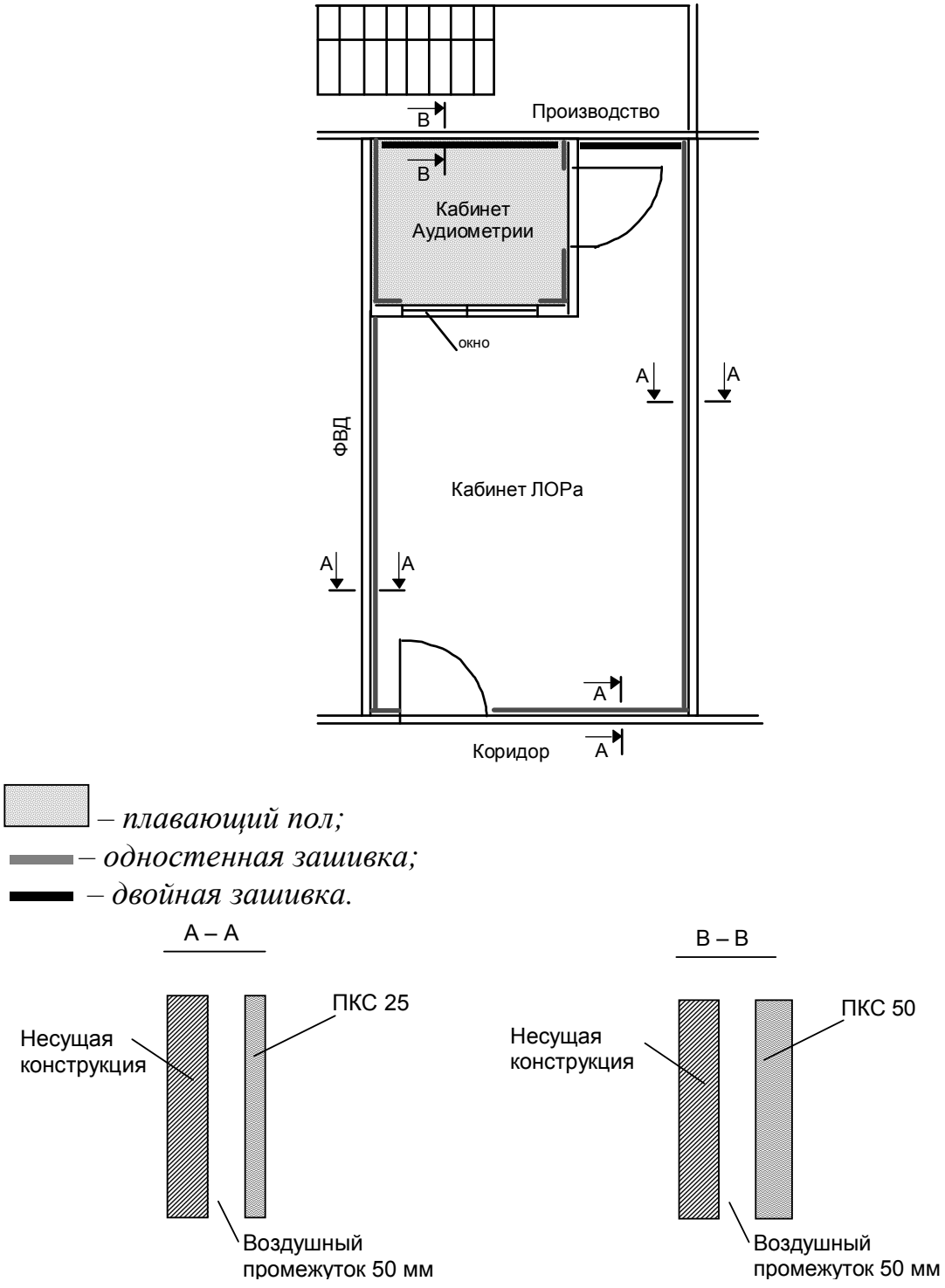


Рис. 5 – Схема звукоизолирующих зашивок кабинетов ЛОРа и аудиометрии

Кроме того, для гарантированного исключения влияния структурного шума, было принято решение об установке в кабинете аудиометрии плавающего пола (см. рис. 6).

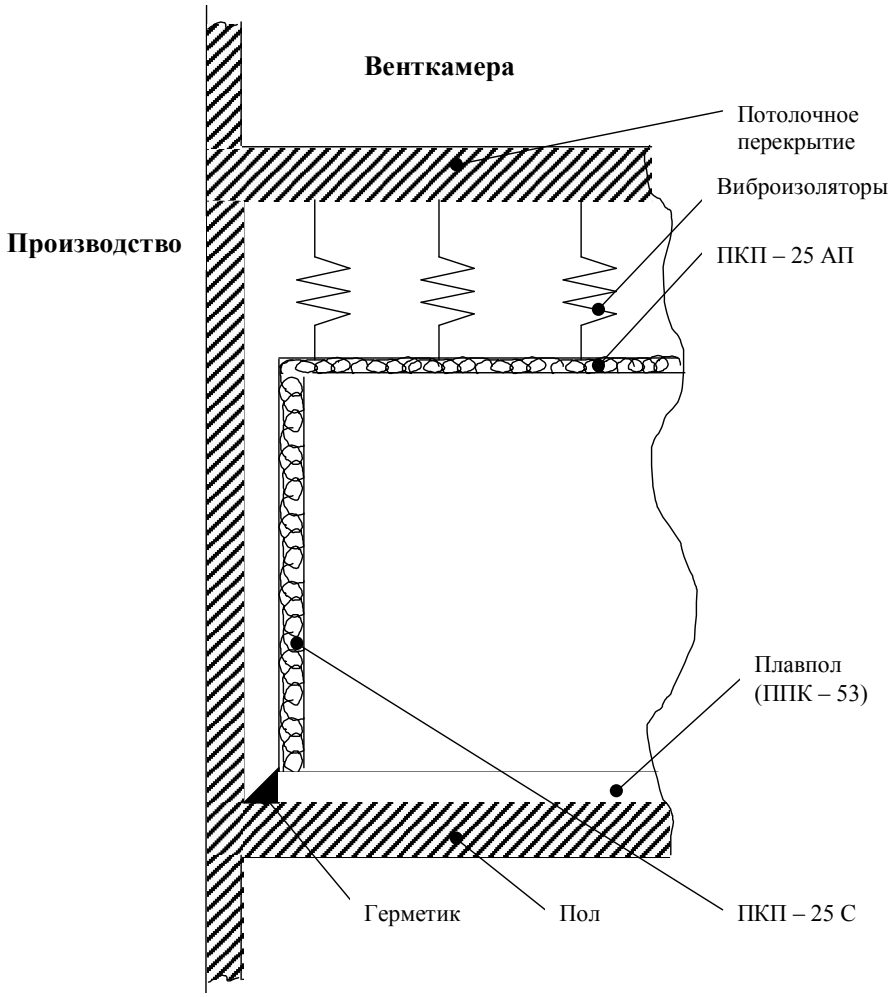


Рис. 6 – Схема монтажа средств виброакустической защиты

Для анализа шумовой обстановки после внедрения рекомендованных мероприятий были проведены контрольные измерения уровней воздушного шума в кабинетах ЛОРа и аудиометрии. Схема точек измерения приведена на рисунке 7, а результаты измерений представлены на рисунке 8.

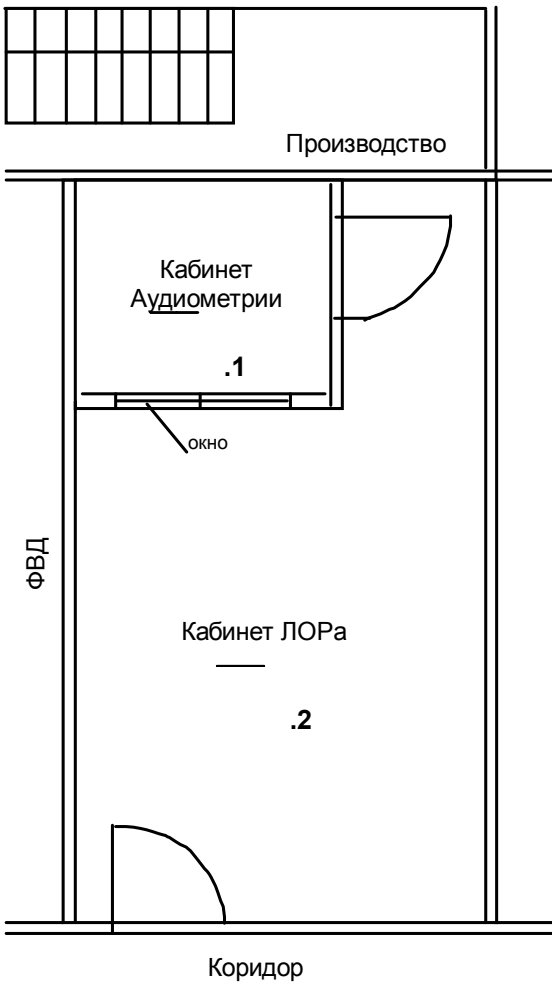
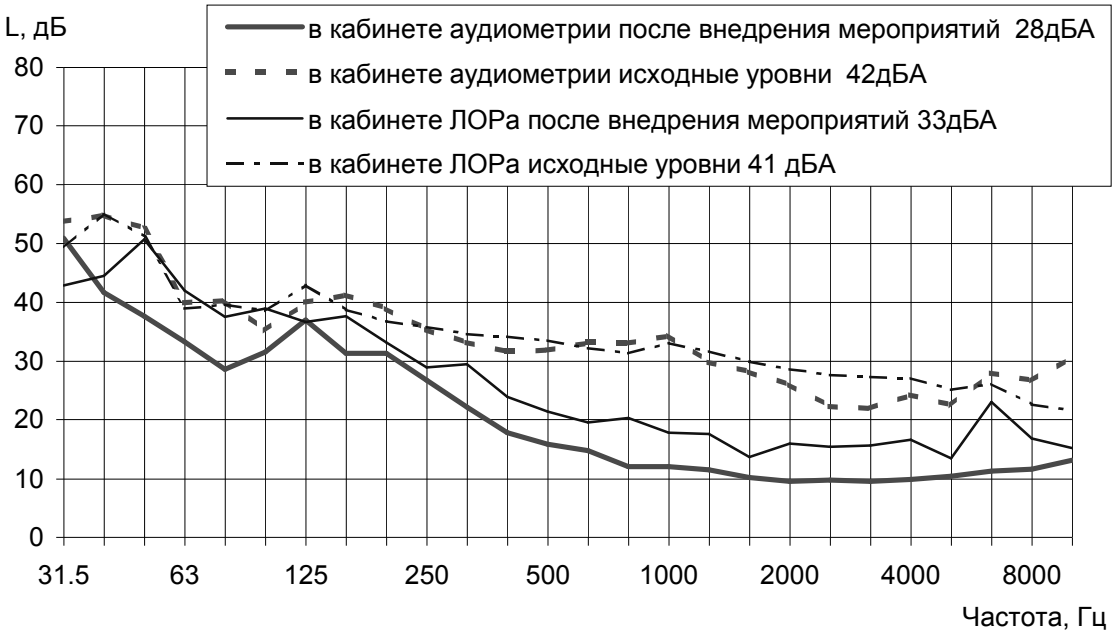


Рис. 7 – Схема точек измерения воздушного шума



(точки соответствуют рис.7)

Рис. 8 – Результаты измерения воздушного шума

Из рисунков видно, что проведенные исследования и разработанные на их основе мероприятия позволили снизить уровень воздушного шума в кабинете аудиометрии на величину до 28 дБА, что соответствует заданным допустимым нормам.

В процессе разработки мероприятий по применению комплекса виброакустической защиты подбор средств защиты осуществлялся с учетом их эффективности, определенной в соответствии с требованиями действующих нормативных документов условиями, а также параметра «цена-качество». Данное обстоятельство и выбор для строительных работ квалифицированных специалистов, имеющих опыт в проведении работ по монтажу средств виброакустической защиты, обеспечили достижение заданных требований по воздушному шуму с минимальными, в рамках отведенной сметы, финансовыми затратами.

Литература

1. Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций, Сударыня, СПб., 2009.
2. Боголепов И.И. Промышленная звукоизоляция. Судостроение, Л., 1986.
3. Клюкин И.И., Боголепов И.И Справочник по судовой акустике. Судостроение, Л., 1978.

СНИЖЕНИЕ ШУМА ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗРАБОТКИ ОАО «АВИАДВИГАТЕЛЬ»

Алексенцев А.А.
ОАО "Авиадвигатель"

Защита окружающей среды представляет сейчас одну из важнейших проблем современности. Неотъемлемой частью этой проблемы является снижение неблагоприятного воздействия шума, создаваемого самолетами. В соответствии с этим требования стандартов ИКАО постоянно ужесточаются.

В ОАО «Авиадвигатель» работы по авиационной акустике начались еще в начале 70-х годов. Первый опыт был получен при стендовых измерениях шума двигателей Д-30 и Д-30КУ, которые были спроектированы без учета акустических требований. Развитие теоретической и экспериментальной базы позволило спроектировать систему шумоглушения двигателей Д-30КУ со степенью двухконтурности 2,4 и довести самолеты Ту-154М и Ил-62М до требований Главы 3 Стандарта ИКАО. Это были первые отечественные самолеты, сертифицированные на Главу 3.

Накопленный опыт, развитие мировой авиационной акустики дали возможность спроектировать первый отечественный малошумный двигатель ПС-90А. В конструкции двигателя учтены все требования, характерные для акустики 80-х годов: отсутствие ВНА, высокая степень двухконтурности, оптимальное расстояние между лопатками вентилятора и НА и соотношение чисел лопаток.

Практически все самолеты с двигателем ПС-90А удовлетворяют требованиям главы 3 с запасом 5 EPN дБ, что позволяет им беспрепятственно эксплуатироваться до 2020 года.

Однако постоянно действующая тенденция к ужесточению норм по шуму и необходимость поддержания конкурентоспособности требует непрерывного развития НИОКР, обеспечивающего надежный задел на всех этапах развития двигателя.

Сотрудничество с ведущими отраслевыми институтами ЦАГИ и ЦИАМ позволило разработать модернизированную систему шумоглушения двигателя на основе двухслойных сотовых металлических ЗПК и композиционных трубчатых ЗПК. Модернизация шумоглушения в двигателе и в воздухозаборнике обеспечивает выполнение всеми самолетами с двигателями ПС-90А требований Главы 4.

Дальнейшее снижение шума силовой установки потребует дополнительного снижения шума вентилятора, его перепроектирования как малошумного, использования наклонного спрямляющего аппарата со скошенными лопатками и

т.д. Чтобы обеспечить сбалансированное снижение шума источников необходимо снижать шум струи с помощью шевронного сопла, шум турбины и камеры сгорания. Такие работы проводятся.

На сегодняшний день ОАО «Авиадвигатель» получены результаты расчета статор – ротор взаимодействия применительно к вентилятору двигателя на основе численного моделирования тонального шума. Работа проводится в кооперации с ЦИАМ. Готовятся мероприятия, по снижению шума выхлопной струи шевронным соплом. Для этого совместно с ЦАГИ и ЦИАМ проводится комплекс расчетно-экспериментальных работ.

Серьезные задачи по акустике стоят при разработке перспективного двигателя ПД-14 для ближнее-средне магистральных самолетов МС-21. Двигатель должен обеспечить самолету возможность удовлетворять требованиям Главы 4 Стандарта ИКАО по шуму на местности с запасом 15 EPNдБ. ПД-14 создается при широкой кооперации российских авиационных предприятий и является приоритетной программой Объединенной двигателестроительной корпорации (ОАО «УК «ОДК»).

ОАО «Авиадвигатель» располагает необходимыми интеллектуальными и техническими ресурсами для выполнения упомянутых задач. Имеется широкая кооперация, включающая и учебные учреждения, такие как Пермский государственный технический университет.

Как в любом живом деле нам постоянно приходится решать организационные, финансовые и кадровые проблемы.

Мы стремимся эффективно сотрудничать с различными организациями при:

– создании и модификации пассивных систем шумоглушения;

– создании методик проектирования и проектировании малошумных узлов двигателя;

– создании научно – технического задела для разработки активной системы шумоглушения;

– воспитании персонала и совершенствовании его квалификации.

Нам представляется чрезвычайно продуктивным сотрудничество российских фирм в решении сложных комплексных системных программ.

Мы убеждены в экономической целесообразности этой кооперации для решения проблем надежной и экологически безопасной эксплуатации авиационной техники.

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ. ПРОГРАММА ПОДБОРА ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ ПО АКУСТИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ «CF SEL NOISE»

Вельбель А.М.
ООО «Арктос»

Из всех видов источников шума, с которыми сталкивается человек в процессе своей жизнедеятельности, по-видимому, наиболее многочисленным являются воздухораспределительные устройства. Они присутствуют практически во всех типах помещений, связанных с пребыванием человека: производственных, общественных и жилых. Широкое распространение воздухораспределителей (ВР) обуславливает большое многообразие их конструкций. Десятки видов, сотни модификаций, тысячи типоразмеров.

Следует отметить, что с точки зрения акустики воздухораспределители, как и некоторые иные элементы вентиляционной сети, имеют ряд особенностей. Они одновременно являются, как устройствами, непосредственно излучающими шум, так и устройствами в той или иной степени снижающими шум, распространяющийся по вентиляционной сети. Интенсивность шумообразования при этом зависит от скорости проходящего через ВР воздушного потока, или от объемного расхода воздуха, а величина снижения шума полностью определяется конструктивными особенностями данной модели Другой особенностью ВР является то, что характеристика их звукоизлучения представляется не в виде числа, а в виде функции.. Объем подаваемого (или удаляемого) через ВР воздуха может иметь любую величину в пределах его рабочего диапазона, соответственно и шумовая характеристика должна представляться в виде ряда графических или аналитических зависимостей уровня шумоизлучения от объемного расхода воздуха для всех частотных полос. Отличие ВР от других вентиляционных устройств в том, что они являются последним звеном вентиляционной сети на пути подачи воздуха в вентилируемое помещение и данное обстоятельство исключает применение каких либо дополнительных мероприятий по снижению шума.

Нормативы, регламентирующие предельный уровень шума, создаваемые системами вентиляции зависят от типа помещения изменяются в диапазоне : от 20 до 75 дБА. Соответственно и требования, предъявляемые к акустическим характеристикам ВР могут изменятся в достаточно широком диапазоне.

Все это значительно усложняет задачу выбора ВР, который, обеспечивая требуемый тип подачи воздуха в вентилируемое помещение для создания в нем атмосферы с допустимыми параметрами воздушной среды, не создавал бы в данном помещении уровней шума, превышающих нормативные значения

Для решения задачи выбора ВР с требуемыми акустическими характеристиками из множества представленных на рынке моделей необходимо :

Чтобы акустические характеристики ВР были представлены с максимальной полнотой и точностью (так как отличие в характеристиках аналогичных моделей может составлять 1-2дБ (дБА)).

Чтобы акустические характеристики ВР были представлены единообразно и в удобном для потребителя виде.

Для измерения акустических характеристик ВР используются только точные методы измерений, а сами измерения проводятся в специальных измерительных камерах. Погрешность технических, и тем более ориентировочных методов, сопоставима, а зачастую и превышает разницу в акустических характеристиках однотипных изделий. Большинство производителей для определения акустических характеристик ВР используют реверберационные камеры. Заглушенные камеры для этих целей тоже используются, но намного реже. Соответственно, до недавнего времени единственным методическим документом, регламентирующим процедуру определения акустических характеристик ВР был стандарт ИСО 5125:1997, в России это ГОСТ 31338-2006, предназначенный для измерений в реверберационной камере.

На заводе «Арктос» для таких измерений используется заглушенная камера с отражающим полом (см. рис. 1). Поэтому мы разработали ГОСТ, устанавливающий методику измерений в заглушенной камере это ГОСТ Р 52987 – 2008. Оба стандарта в качестве основных характеристик звукоизлучения ВР устанавливают уровни звуковой мощности (УЗМ) в октавных полосах частот. Эти параметры являются исходными данными для проведения акустических расчетов.

В литературе акустические характеристики в удобном для проведения акустических расчетов виде, то есть в виде октавных уровней звуковой мощности приводятся достаточно редко. Возможно, это связано с большим объемом представляемого материала. Правда в последнее время некоторые производители, и завод «Арктос» в том числе, кроме каталогов в печатном виде выпускают программы или электронные каталоги, где вся информация скрыта внутри базы данных, а пользователю показывается не весь объем материала, а только то, что он хочет видеть. Это решает проблему с представлением большого объема характеристик.

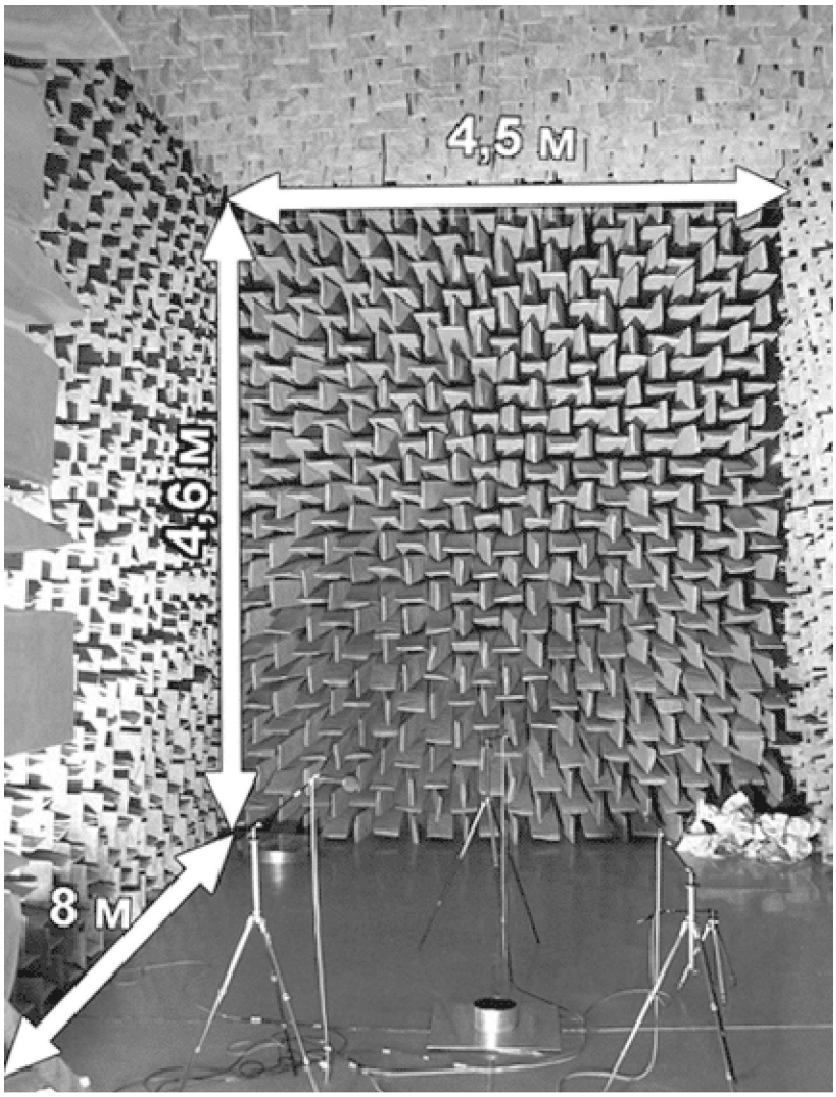


Рис. 1 Заглушенная камера завода «Арктос»

Сложнее получить полный объем акустических характеристик всего типоразмерного ряда для всех выпускаемых моделей ВР. У некоторых производителей это количество составляет тысячи единиц, и оно постоянно возрастает. Следует отметить, что измерение акустических характеристик ВР имеет свою специфику и свои сложности. Они связаны, как правило, с малыми значениями измеряемых параметров. Так при проведении измерений УЗМ необходимо учитывать существующий уровень акустических помех или фоновый шум. В процессе измерений акустических характеристик ВР иногда возникает парадоксальная ситуация, когда установка ВР на стенде приводит к снижению шума, то есть уровень фонового шума может превышать измеряемую величину. О возможности возникновения такой ситуации упоминает и стандарт ИСО. Правда, как решать такую проблему, там не говориться.

Еще одной сложностью при проведении акустических измерений ВР является учет влияния, так называемой, «ветровой нагрузки» на микрофон, особенно при испытании ВР, создающих направленный поток воздуха. Дело в том, что микрофон, помещенный в воздушный поток, является турбулизатором, т.е. сам

создает турбулентный шум, увеличивающийся при увеличении скорости потока. Сам по себе эффект может и незначительный (мы его не слышим), но он возникает на мембране микрофона или в непосредственной близости от нее и поэтому оказывает значительное влияние на результат измерений. Так (по данным фирмы «Брюль и Къер»), например, при скорости потока 5-6 м/с собственный шум создаваемый микрофоном составляет более 60дБА, а на низких частотах около 80дБ. А измеряемые значения зачастую имеют намного меньшую величину. Наличие защитного пенополиуретанового экрана, снижает этот шум на 10-12дБ. Специальные конусные насадки и специальный противотурбулентный экран хотя и дают дополнительное снижение ветрового шума, но в целом не решают проблему и к тому же могут значительно ухудшать характеристики измерительной аппаратуры. Поэтому для решения данной проблемы был сконструирован собственный противоветровой экран, который хотя и не пригоден для уличных измерений, но в лабораторных условиях дает хороший эффект.

Надо отметить, что для многих видов оборудования разработаны расчетные формулы, позволяющие без проведения натурных измерений еще на стадии проектирования оборудования или машины оценить уровень излучаемой звуковой мощности. Это относится к вентиляторам, газовым турбинам, строительно-дорожным машинам, где основной вклад в разработку расчетных моделей внес Н.И. Иванов и его акустическая школа, и ко многим другим видам машин и оборудования. Большинство этих расчетных формул являются эмпирическими или полуэмпирическими (имеют эмпирически определенные коэффициенты). Существуют формулы расчета ожидаемых УЗМ и для некоторых типов ВР, например, для вентиляционных решеток. Ниже приведен пример такой расчетной формулы, взятый из «Справочника по борьбе с шумом на производстве»:

$$L_{Рокт} = 40\lg v + 10\lg\zeta + 10\lg F - \Delta L_1 + 46, \text{ дБ}$$

где v – скорость воздуха в свободном сечении решетки, м/с;

ζ – коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости в свободном сечении решетки;

F – площадь свободного сечения решетки, $м^2$;

ΔL_1 – поправка, дБ, определяемая по соответствующей таблице в зависимости от безразмерной частоты $f_{бр}$.

$f_{бр} = fd/v$

f – среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц;

d – характерный размер решетки, м ($d = \sqrt{F}$)

v – скорость в свободном сечении решетки м/с.

Анализируя эту и подобные формулы можно заметить, что в их основе лежит допущение, что уровень звуковой мощности (октавный или корректированный) при одинаковой скорости воздуха в свободном сечении решетки прямо пропорционален ее площади и практически не зависит от типа решетки. Формулы не учитывают конструктивные особенности решеток, изменение угла по-

ворота жалюзи, наличие разного числа рядов жалюзи и влияние регулятора расхода. Для справедливости, следует отметить, что в то время, когда были опубликованы эти формулы, различных видов ВР вообще, и вентиляционных решеток в частности было в несколько десятков раз меньше. Тем не менее, даже для простых линейных однорядных решеток зависимости уровня звукоизлучения имеют более сложный характер и расчет по приведенным выше формулам для отдельных типоразмеров приводит к значительным погрешностям (до 15 дБ).

Данный подход основан на известном выражении для звуковой мощности вихревого шума, генерируемого препятствием, расположенным в потоке. При этом предполагается, что поток ламинарный и однородный. На практике, у различных ВР поток может значительно отличатся от ламинарного и скорость воздуха далеко не однородна по сечению ВР. Помимо этого у решеток, вихри, возникающие на соседних пластинах жалюзи (или на передней и задней кромках пластин жалюзи при их расположении под углом к плоскости решетки) могут взаимодействовать между собой, что приводит к дополнительной генерации шума. Каждый из этих факторов в различной степени влияет на уровень шумоизлучения решетки на различных частотах и для оценки (аналитической или экспериментальной) влияния каждого отдельного фактора потребуется значительное время. При этом нет уверенности, что полученные зависимости будут иметь универсальный характер.

Все вышеизложенное позволяет сделать вывод, что поиск аналитических зависимостей уровней звукоизлучения ВР различных типоразмеров (в пределах одного типа) основанный только на физических законах генерации вихревого шума, также, как и непосредственное измерение акустических характеристик всех выпускаемых ВР, будет малопродуктивным.

Поэтому для поиска универсальных зависимостей позволяющих оценить уровень шумоизлучения для всех типоразмеров определенного типа ВР был выбран экспериментальный подход, при котором определяются акустические характеристики нескольких изделий из всего типоразмерного ряда и на основании этих характеристик выводится аналитическая зависимость для шумоизлучения ВР всего типоразмерного ряда, имеющая в общем виде следующий вид:

$$L_W(L_0, S) = a \lg L_0 + b \lg S + c, \qquad (1)$$

где a, b, c – коэффициенты рассчитываемые по измеренным данным L_w,

L_0 – величина объемного расхода воздуха,

S – характерная площадь ВР (например площадь патрубка подводящего воздуховода).

Проведенные измерения показали, что практически у всех ВР, в октавных полосах частот, УЗМ линейно зависят от логарифма значения объемного расхода воздуха. Наклон этих линий существенно зависит от частоты. Для звуковой мощности в Вт, можно сказать, что эта зависимость – третья – десятая степень от объемного расхода воздуха. Ниже приведены полученные аналитиче-

ские зависимости излучаемых однорядной решеткой с поворотными жалюзи типа АМН уровней звуковой мощности для трех октавных полос частот.

$L_W(L_0, S) = 41 \lg L_0 - 25 \lg S - 106$ при f = 63 Гц,
$L_W(L_0, S) = 67 \lg L_0 - 52 \lg S - 235$ при f = 1000 Гц,
$L_W(L_0, S) = 93 \lg L_0 - 78 \lg S - 374$ при f = 8000 Гц.

Корректированный уровень звуковой мощности в дБА не подчиняется такой зависимости, так как при малых значениях объемного расхода в спектре шумоизлучения ВР преобладают низкие частоты и излучаемые УЗМ зависят в 4-5 степени от расхода воздуха, а при увеличении объемного расхода основной вклад в шумоизлучение начинают вносить средние, а затем высокие частоты и, соответственно, изменяется и зависимость излучаемых УЗМ от объемного расхода. Поэтому значения корректированных УЗМ в дБА определялись на основании полученных зависимостей в октавных полосах частот путем энергетического суммирования с соответствующей коррекцией.

В результате проведенных многочисленных экспериментальных исследований акустических характеристик ВР и анализа полученных аналитических зависимостей был разработан программный продукт «Arktos CF Sel Noise – Программа подбора ВР по акустическим характеристикам». Данная программа состоит из двух самостоятельных частей. Первая часть программы позволяет получить акустические характеристики для выбранного ВР любого типоразмера при любых установленных пользователем значениях объемного расхода воздуха в пределах диапазона рекомендуемых значений, и положениях регулирующих устройств (наклон пластин жалюзи, положение подвижной вставки диффузора и т.д.). На экран выводятся следующие акустические характеристики ВР:

– УЗМ в октавных полосах частот и в дБА;
– значения показателя направленности в направлении излучения максимального уровня звука в дБА и в направлении геометрической оси ВР;
– величина снижения шума данным ВР (потери при прохождении).

Программа также позволяет производить сравнение акустических характеристик различных ВР при одинаковых значениях объемного расхода воздуха.

Вторая часть программы позволяет производить подбор воздухораспределитей, обеспечивающих требуемую схему подачи воздуха в вентилируемое помещение, которые, будучи установлены в количестве «n» единиц, обеспечат выполнение требований санитарных норм по шуму в вентилируемом помещении. Причем в ходе подбора учитываются, как приточные, так и вытяжные ВР. Требуется задать размеры и тип помещения, объемный расход воздуха через один ВР, расстояния от ВР до расчетной точки, количество приточных и вытяжных ВР и схему подачи воздуха в помещение. Программа подберет ВР, отвечающие предъявляемым требованиям. При этом шум, создаваемый данными ВР в вентилируемом помещении не превысит значений, регламентируемых санитарными нормами.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ШУМА НА ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕЛА ЧЕЛОВЕКА

Зыкина Е.В., Елисеева Т.Л., Тряпицын А.Б.
Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Защита человека от шума становится одной из актуальных проблем по причине возрастания интенсивности шума в результате внедрения в промышленность новых технологических процессов, увеличения мощности оборудования при снижении его металлоемкости.

Технический прогресс в энергетике направлен на увеличение единичной мощности машин и оборудования, что связано с шумовым фактором. Акустическая энергия, излучаемая оборудованием, увеличивается с ростом установленной мощности агрегатов. Все это ведет к возрастанию общего шумового фона в производственных помещениях. К источникам повышенного шума в магистральных электрических сетях относятся: силовые трансформаторы и автотрансформаторы, компрессоры, воздушные выключатели, вентиляторы, насосные установки и другое оборудование. Персонал на рабочих местах в течение всей смены или частично подвергается воздействию интенсивных производственных шумов. Напомним, что под производственным шумом следует понимать совокупность звуков различной интенсивности и частоты, изменяющихся во времени и вызывающих у работников неприятные субъективные ощущения. Действие шума на организм человека не ограничивается воздействием на орган слуха. Через волокна слуховых нервов раздражение шумом передается в центральную и вегетативную нервные системы, а через них воздействует на внутренние органы, приводя к значительным изменениям в функциональном состоянии организма, влияет на психическое состояние человека, вызывая чувство беспокойства и раздражения. Результаты измерений (табл. 1), произведенных во время аттестации рабочих мест на предприятиях магистральных электрических сетей (Пермское ПМЭС, Свердловское ПМЭС, Челябинская ПС «Шагол» и др.), выявили, что условия труда по фактору «шум» основного электротехнического персонала относятся либо к вредным (3-й класс), либо к допустимым (2-й класс), но близко к максимально допустимому уровню.

Таблица 1

**Результаты измерений по фактору «шум»
на рабочих местах электротехнического персонала МЭС**

№ п/п	Наименование рабочего места	ПДУ шума, дБА	Фактическое Значение шума, дБА	Класс условий труда по фактору "шум"
1	Машинист компрессорных установок	80	95 - 107	3.2. - 3.3.
2	Электрослесарь по ремонту оборудования распределительных устройств	80	88	3.2.
3	Электромонтер по ремонту воздушных линий электропередачи	80	98	3.3.
4	Электромонтер по ремонту аппаратуры, релейной защиты и автоматики	80	55 - 84	2 - 3.1.
6	Мастер по ремонту электрооборудования	60	62	3.1.

В [1] было экспериментально доказано влияние уровня звукового давления и его частоты на электротехнические характеристики тела человека. Говоря об электротехнических характеристиках тела человека, мы подразумеваем сопротивление тела человека и его соответствующие зависимости от различных факторов электрического и неэлектрического характера, в том числе от состояния кожи, параметров электрической цепи, физиологических факторов и состояния окружающей среды. В упомянутой ранее работе [1] было выявлено различное влияние прерывистого и постоянного шумов. Установлено, что прерывистый шум оказывает более существенное влияние, чем постоянный на протяжении рабочей смены.

На основании имеющихся результатов было принято решение продолжить исследования в данной области с целью уточнения зависимости электротехнических характеристик тела человека от шума различной интенсивности и продолжительности воздействия.

Для исследования воздействия шума на сопротивление тела человека в лабораторных условиях идеальным вариантом является использование заглушенной камеры. Заглушенная камера представляет собой хорошо изолированное от внешних шумов и вибраций помещение, в котором звуки почти полностью (90%) поглощаются при падении на ограждающие поверхности [2]. Звук поглощают специальные облицовочные материалы, обеспечивающие плавный переход от малого акустического сопротивления воздуха в камере к большому акустическому сопротивлению стен. Обычно заглушенные камеры строят на отдельном фундаменте, не связанном с фундаментами других зданий. В нашем случае изначально для размещения установки и проведения эксперимента было выбрано подвальное помещение. Основываясь на его размерах были выбраны следующие параметры камеры: высота – 2,3 м, длина и ширина – 1,5 м. По

представленным размерам были собран каркас из стального уголка (40×40×4). Корпус камеры виброизолирован от пола помещения резиновым амортизатором. Стены и потолок изготовлены из фанеры. В качестве звукопоглощающих материалов были использованы пенопласт и поролон. Большинство пенопластов имеет преимущественно закрытую пористость. Они хорошо поглощают звук, имеющий частоту более 1600 … 2000 Гц. Пенопласты же преимущественно открытой структуры, такие как полиуретановый поролон, хорошо поглощают все звуковые частоты, при этом плохо отражая звук [3]. Дверь камеры плотно закрывается и по акустическим свойствам аналогична стенам камеры. После завершения сборки камеры были проведены исследования уровня звука в течение рабочего дня внутри самой камеры с интервалом между измерениями в 15 минут. Полученные результаты представлены на рис. 1.

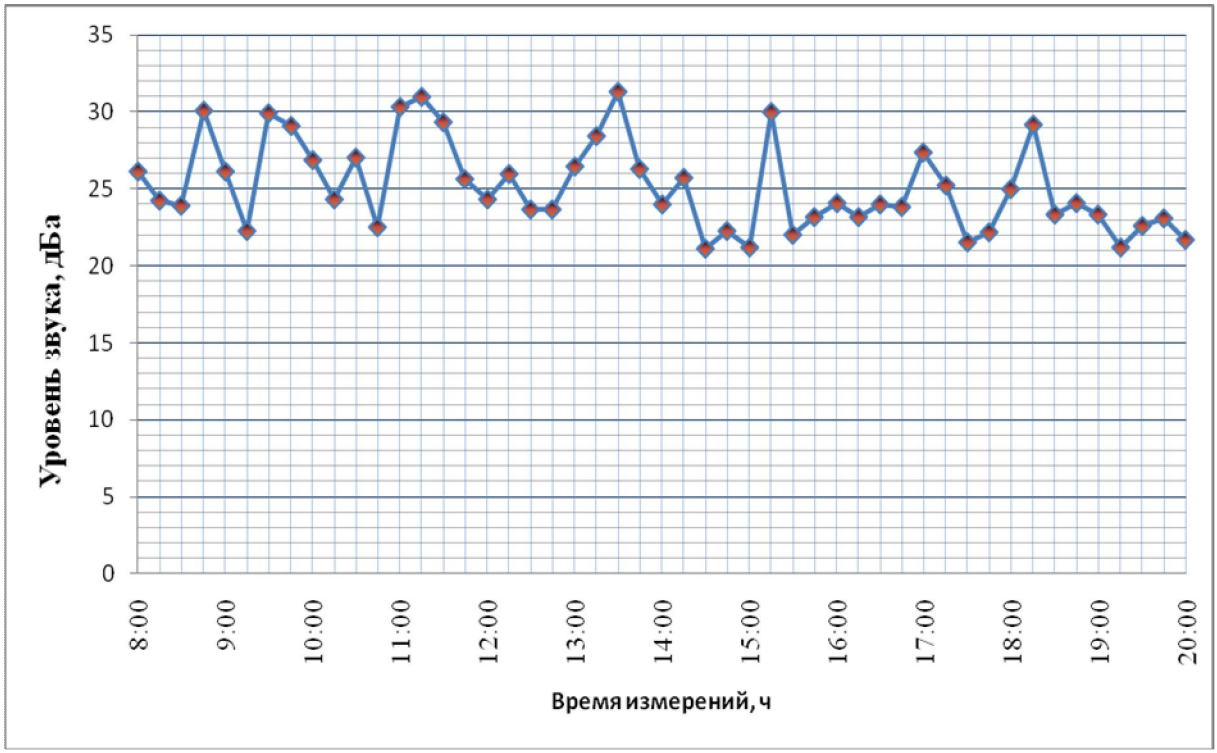


Рис.1. Изменения уровня звука в камере в течение рабочего дня

Таким образом, большую часть времени уровень шума внутри камеры не превышает норму для жилых помещений ночью, а именно 30 дБА.

Кроме звукоизолирующей камеры составными элементами экспериментальной установки являются портативный аудио-комплекс для озвучивания аудиторий, музыкальный плеер, источники шума, устройство для исследования сопротивления тела человека, электроды.

Шум создается на ПЭВМ с использованием специального музыкального редактора, который позволяет генерировать звук нужного уровня (в дБ), частоты (в Гц) и длительности его воздействия.

В качестве источников шума использованы 5 динамиков (BG 17 марки VISATION), смонтированных на боковых стенках (высота от уровня пола 1,8 м)

и потолке камеры. Такое количество источников позволяет проводить исследования для различных точек расположения динамиков. Нами разработан специальный блок управления динамиками, который позволяет включать все источники шума одновременно, а также каждый по отдельности. Звук, записанный на mp3-плеер, через усилитель поступает на каждый из источников. После монтажа динамиков были измерены уровни звуковых давлений в дБ в октавных полосах со стандартными среднегеометрическими частотами. Результаты представлены в табл. 2.

Таблица 2

Уровни звуковых давлений

Частота звука, Гц	**Уровни звуковых давлений динамиков, дБ**						**ПДУ, дБ**
	Все динамики	**Динамик №1**	**Динамик №2**	**Динамик №3**	**Динамик №4**	**Динамик №5**	
31,5	70,5	62	61	63	60	62	107
63	72	65,5	65,5	72,5	62	63	95
125	88,5	75,5	71,3	89,9	81,5	80,6	87
250	98,3	96	91,9	98	91,5	94,3	82
500	94,8	96	101,3	104,7	98	95,7	78
1000	102	111	107,5	108,3	106,5	106,5	75
2000	95,9	110,5	110,5	105	112,2	105	73
4000	87,3	87	88	91,3	92,5	73,5	71
8000	69,5	73,1	71,5	68	62	71	69

Для исследования сопротивления тела человека смонтировано портативное переносное устройство. Генератор синусоидального напряжения позволяет задавать напряжение (U) в пределах 0…7 В и частоту (f) в диапазоне 2…200000 Гц. Имеется индикатор, с которого считывается величина тока I_h, протекающего через тело человека.

Конструкция электродов должна обеспечивать постоянство усилия и площади контакта [4]. Исходя из этого условия первоначально было принято решение об использовании медных дисковых электродов площадью 8,04 см^2. Но в ходе проведения пробных испытаний мы решили заменить дисковые электроды на цилиндрические.

Заглушенная камера должна обеспечивать проведение следующих видов измерений [2]:

- испытание звукового поля в камере;
- градуировка преобразователей по методу сличения;
- измерение диаграмм направленности приемников и излучателей;
- аудиометрические испытания;
- субъективные измерения уровня громкости шумов.

Наши исследования наиболее сопоставимы с последним видом измерений. Камера позволяет исключить воздействие на испытуемого шума от посторонних источников, имеющихся в здании учебного корпуса. А ведущий экспери-

мента имеет возможность регулировать следующие факторы: уровень и частоту воспроизводимого звука, место расположения его источника, частоту приложенного напряжения.

Литература

1. Кацай, В.В. Влияние шума электрооборудования на электротехнические характеристики тела человека: дис. … канд. техн. наук / В.В. Кацай. – Челябинск, 2007. – 109 с.
2. Борьба с шумом / Под ред. Е.Я. Юдина. – М.: Стройиздат, 1964. – 704 с.
3. Лазарев, А.Г. Анализ звукоотражающих и звукопоглощающих свойств различных физических сред как основа решения проблем оздоровления акустической обстановки в производственных помещениях / А.Г. Лазарев, В.И. Беспалов, А.А. Лазарев, А.И. Евтушенко // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 4. – С. 10–12.
4. Электробезопасность на открытых горных работах: справ. пособие / В.И. Щуцкий, А.И. Сидоров, Ю.В. Ситчихин, Н.А, Бендяк. – М.: Недра, 1996. – 266 с.

СНИЖЕНИЕ ШУМА УЗЛОВ РЕДУЦИРОВАНИЯ ГАЗА

Рыбалкин И.Г., Шахматов Е.В., Крючков А.Н.,
Иголкин А.А., Кох А.И., Родионов Л.В.
Самарский Государственный Аэрокосмический Университет
имени академика С.П.Королева, г. Самара, Российская Федерация

В процессе работы пневматических и газовых систем различного назначения, таких, например, как системы магистральных газопроводов, системы сжатого воздуха промышленного назначения, периодически возникает необходимость редуцирования сжатого воздуха (газа) на различных участках таких систем.

Шум узлов редуцирования обусловлен срабатыванием перепада давления на регулирующем органе, т.е. источником шума является регулятор давления в котором происходит процесс дросселирования газа.

Основные методы борьбы с шумом в трубопроводе после объекта редуцирования [1]:

– акустическая обработка источника (предупреждение генерации или ослабление акустической мощности источника);

– акустическая обработка пути прохождения потока (ослабление шума, переданного от источника к приемнику).

На рисунке 1 показаны варианты мероприятий, которые используются для ослабления шума внутри системы трубопроводов. Источником шума может быть насос, клапан, магистральные трубопроводы, соединительные элементы. Элементами для ослабления шума в этом потоке являются толстостенные трубы, промышленные глушители.

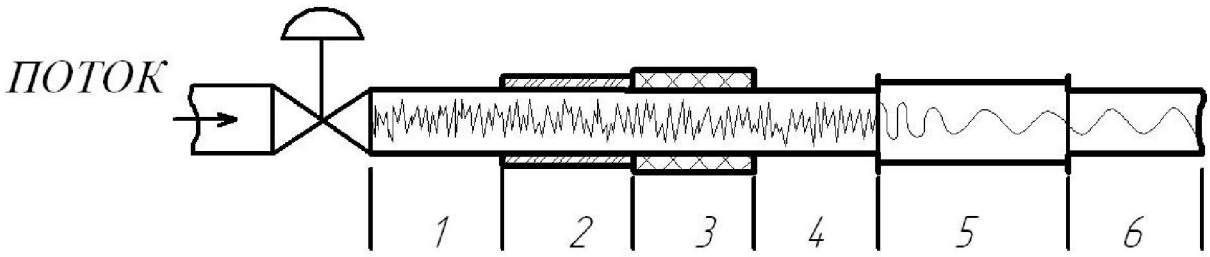


Рис. 1. Схема сравнения методов звукоизолирующей обработки внутри воздуховодов, используемых для снижения аэродинамического шума; уровни звукового давления вне трубы.
1 – необработанная труба (сортамент 40), 110 дБ; 2 – толстостенная труба (сортамент 40), 102 дБ; 3 – звуковая изоляция (толщина 0,05м), 95 дБ; 4 – необработанная труба (сортамент 40), 110 дБ; 5 – промышленный глушитель (гаситель), 85 дБ; 6 – необработанная труба (сортамент 40), 85 дБ

Известно, что параметрами, которые определяют уровень шума, создаваемого сжимаемым потоком через регулирующий клапан, являются: количество отверстий или препятствий, расположенных в потоке; перепад давления на клапане и отношение перепада давления к абсолютному давлению у входного отверстия.

Процесс истечения газовых струй сопровождается повышенным шумообразованием.

Акустическая мощность $W_{ак}$, излучаемая струей, пропорциональна скорости струи в 6 степени, плотности воздуха в струе и квадрату диаметра струи [1]:

$$W_{ак} = 0,417 \cdot 10^{-4} \frac{\rho V^6 D^2}{c_{зв}^3},$$

где $W_{ак}$ – излучаемая струей акустическая мощность, Вт;

ρ – плотность потока, кг/м^3;

V – скорость потока, м/с;

D – диаметр струи, м;

$c_{зв}$ – скорость звука, м/с.

Анализ формул показывает, что добиться снижения шумности высокоскоростных турбулентных струй можно следующими способами:

– снижения скорости струи;
– уменьшения плотности воздуха в струе и ее диаметра.

Повышенные виброакустические нагрузки снижают работоспособность и надежность агрегатов и систем. Поэтому снижение колебаний и шума в пневматических системах имеет актуальное значение. Кроме того, снижение шума до санитарных норм является одним из требований по обеспечению охраны труда.

Для снижения шума газовых струй без существенного уменьшения расходов рабочих сред необходимо использовать гаситель пульсации давления (ГПД). Гасители, принцип которых основам на эффектах поглощения или отражения акустической энергии, в данном случае неприемлемы, поскольку они не изменяют выходных параметров струи, определяющих ее шумообразование. Принцип гашения за счет использования пористых элементов был отклонен, из-за засорения пористых элементов одорантами, содержащимися в природном газе.

Поэтому для эффективного снижения шума газовых струй в трубопроводах (с учетом минимизации размеров) необходимо применять устройства, преобразующие исходную струю в совокупность мелких струек и разбивающих крупномасштабную турбулентность. При этом снижения звуковой мощности струи основано на следующих принципах, вытекающих из предыдущей формулы:

– снижение выходной скорости и плотности воздуха в струе посредством разбиения площади выходного сечения на множество мелких сечений и ступенчатого дросселирования;

– смещение спектра шума струи на выходе гасителя в область, лежащую за пределами слышимости человеческого уха, в область высоких частот.

При разработке ГПД было предложено использовать метод ступенчатого дросселирования газа. На основании работы Залманзона Л.А. [2]. необходимо создать систему дросселей и емкостей, в которой возможно организовать срабатывания сверхкритического перепада без реализации сверхзвуковых скоростей на дросселях (рисунок 2).

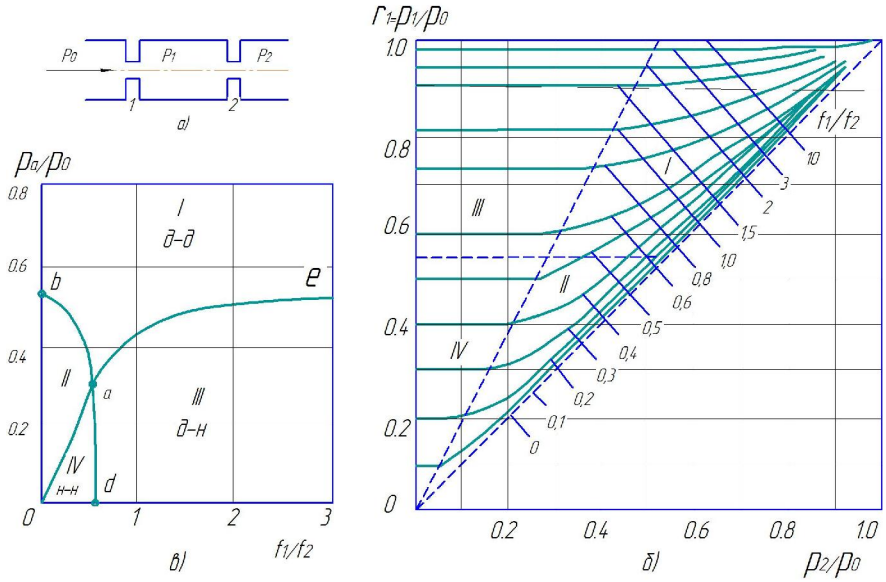


Рис. 2. Статические характеристики проточных пневматических камер

На данном рисунке указаны области, соответствующие различным сочетаниям режимов истечения: областью I охватываются режимы докритического

истечения в дросселях 1 и 2 (обозначенная на рисунке 2 д-д), областью II охватываются режимы надкритического истечения в дросселе 1 при докритическом истечение в дросселе 2 (обозначенная на рисунке 2 н-д), областью III охватываются режимы докритического истечения в дросселе 1 и надкритического истечение в дросселе 2 (обозначенная на рисунке 2 д-н), областью IV охватываются режимы надкритического истечения в дросселях 1 и 2 (обозначенная на рисунке 2 н-н). На рисунке 2,в указанные выше области показаны в плоскости координат f_1/f_2, p_2/p_0.

Также при разработке конструкции ГПД были заимствованы технологии, применяемые в авиастроении (рисунок 3) [3].

В авиационном двигателестроении для снижения шума выхлопа вспомогательной силовой установки снижают скорость ее истечения, что достигается за счет снижения перепада давления с помощью системы гидравлических сопротивлений и постоянно увеличивающегося проходного сечения. Снижение перепада давления на входе в гаситель пульсации давления приводит к падению расхода воздуха и снижению скорости потока, что в результате приводит к снижению шума.

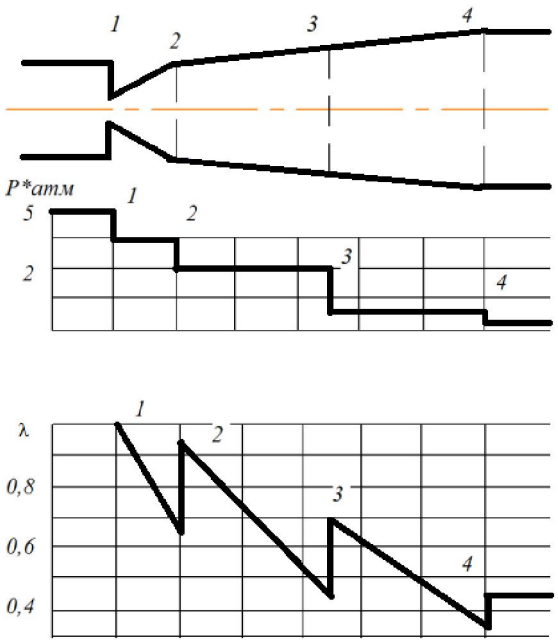


Рис. 3. Схема устройства для снижения скорости истечения воздуха, график снижения полного давления и коэффициента осевой скорости

На основании выше сказанного можно сформулировать требования, предъявляемые к конструкции экспериментального ГПД. Во-первых, экспериментальная конструкция ГПД должна позволять создавать систему дросселей и емкостей с различными параметрами, не требуя внесения существенных изменений в изготовление. Во вторых, конструкция ГПД должна быть доступна для

теоретического исследования, т.е. позволять исследовать течения внутри делителя, а так же истечение в атмосферу существующими теоретическими методами.

В наибольшей степени выше указанным требованиям отвечает конструкция ГПД, в котором геометрия проточной части формируется путем набора пластин особой геометрией. В таком устройстве происходит ступенчатое дросселирование по мере движения воздуха от входа к выходу.

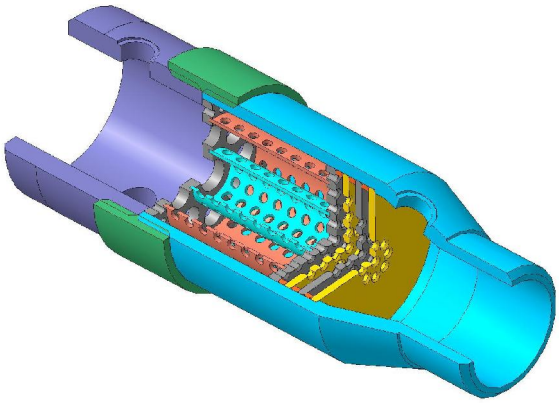


Рис. 4. 3D модель разработанного ГПД

Экспериментальная отработка опытной конструкции ГПД проводилась на созданной в университете малой заглушенной камере с использованием модернизированного измерительно-обрабатывающего комплекса [4].

Проведение испытаний по измерению уровня шума, пульсаций давления, перепада давления и расхода в системе, с использованием измерительных систем “ Symphonie ”, National Instruments и программного обеспечения Lab View, при различных конфигурациях ГПД.

По результатам испытаний был построен график зависимости Q (ΔP).

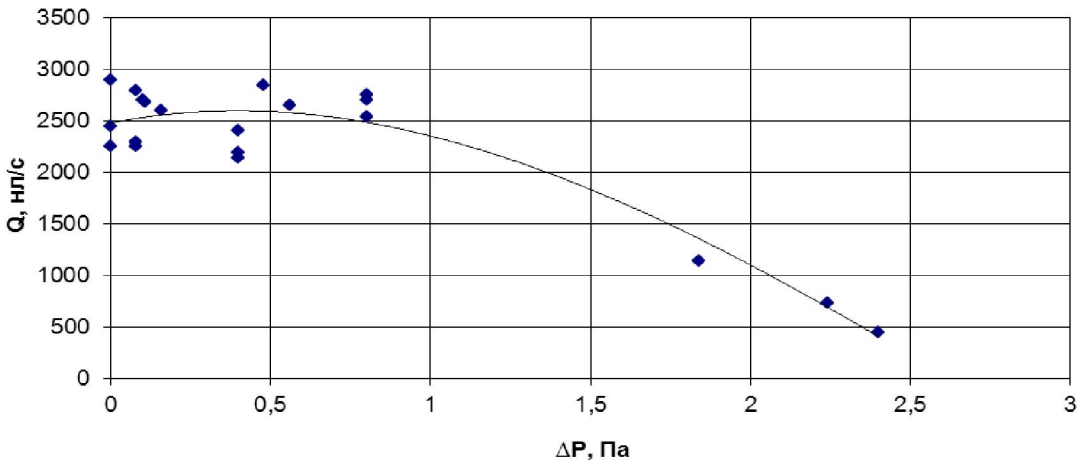


Рис. 5. График зависимости расхода Q от перепада давления ΔP

На рисунке 5 можно проследить тенденцию уменьшения расхода воздуха через систему при увеличении перепада давления на ГПД при изменение его конфигурации. Построенная полиноминальная линия тренда выражает приблизительную математическую зависимость Q (ΔP).

По результатам испытаний был построен график зависимости ΔL(ΔP).

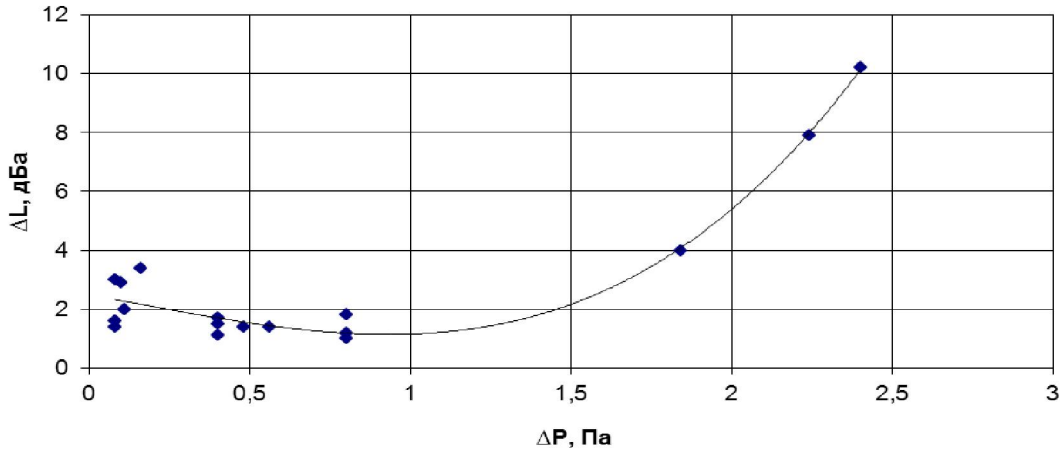


Рис. 6. График зависимости уровня шума ΔL от перепада давления ΔP

Из рассмотрения рисунка 6 можно видно, что наибольшая эффективность гасителя пульсации давления ΔL осуществляется при больших показателях перепада давления на гасителе ΔP. Самая высокая эффективность наблюдается при ΔP=0,24 МПа и составляет ΔL=10,2 дБА.

Для проведения испытаний было создано приложение в программе Lab VIEW, позволяющее в реальном времени наблюдать за показаниями датчиков пульсаций давления на входе (выходе) в ГПД и микрофона, производить октавный анализ показаний микрофона в реальном времени, с нужной коррекцией и изменениями в процессе испытаний, а также записывать исходный показания датчиков и микрофона в процессе испытаний.

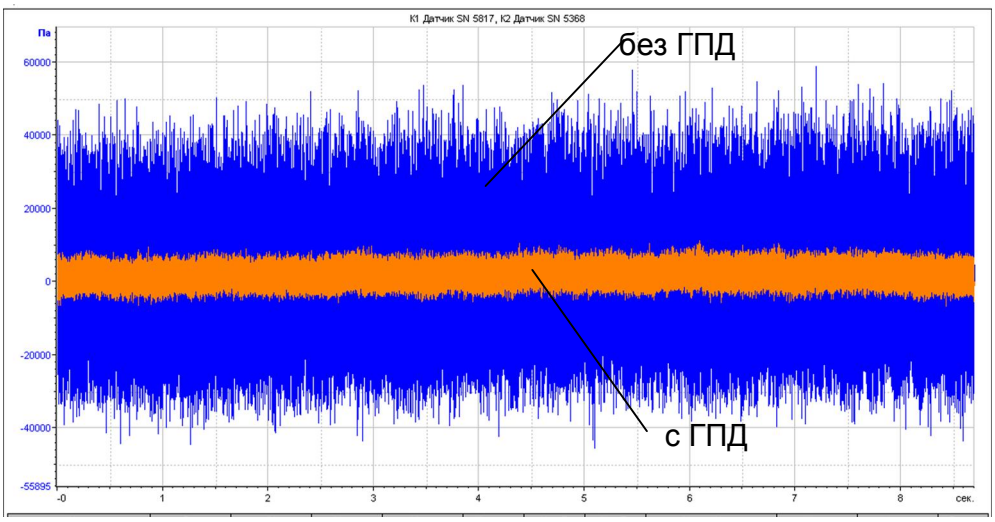


Рис. 7. Пульсации давления в пневматической системе за регулятором давления

Рассмотрев диаграммы на рисунках 7, можно сделать вывод, что использование конструкции гасителя с шайбами определенной конфигурации позволяет существенно уменьшить уровень пульсации давления.

Известно, что снижение пульсаций давления газового потока приводит к снижению уровня шума излучаемого в окружающее пространство.

На рисунке 8 представлены спектры шума, измеренные в малой заглушенной камере, до и после установки ГПД.

Диаграммы отображенные на рисунке 8 позволяют утверждать, что максимальное снижение уровня шума происходит в области низких частот и составляет 13,1 дБ на частоте 40 Гц, в области высоких частот максимальное снижение уровня шума наблюдается на частоте 5 кГц и составляет 13 дБ. Эффективность ГПД составила ΔL=10,2 дБА.

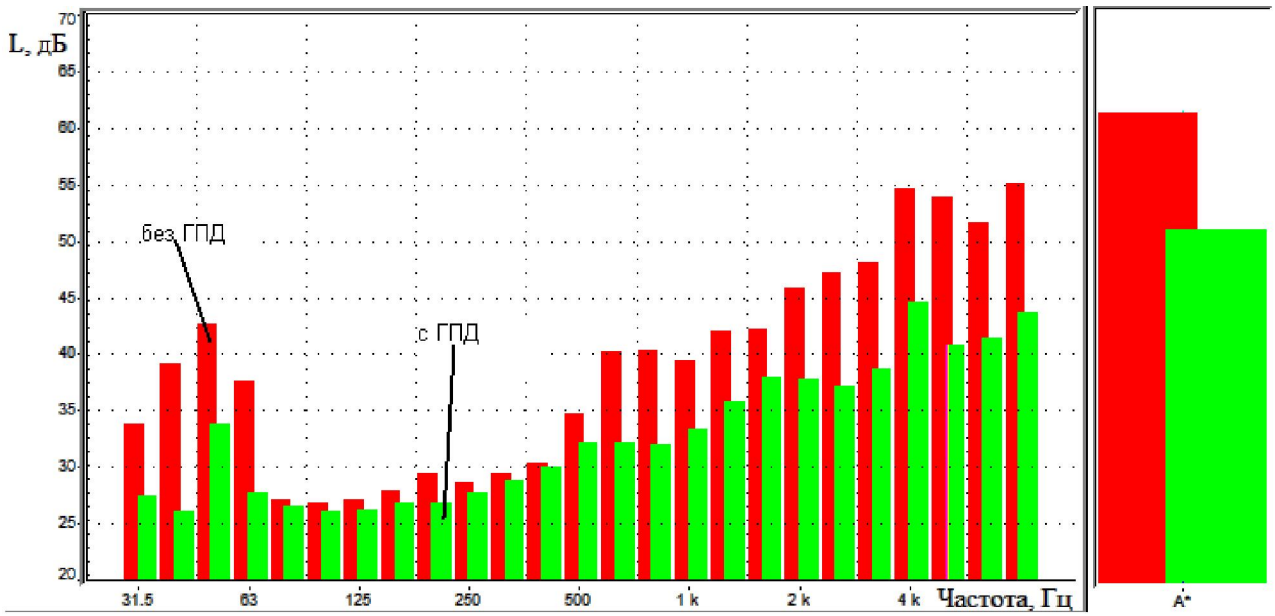


Рис. 8. 1/3 октавный анализ испытаний системы
без ГПД и с использованием ГПД

После проведения доводочных испытаний была выбрана оптимальная конструкция ГПД с точки зрения пропускной способности и акустической эффективности. Конструкция ГПД внедрена в опытную эксплуатацию на реальном объекте. График уровня звукового давления в зависимости от частоты представлен на рисунке 9.

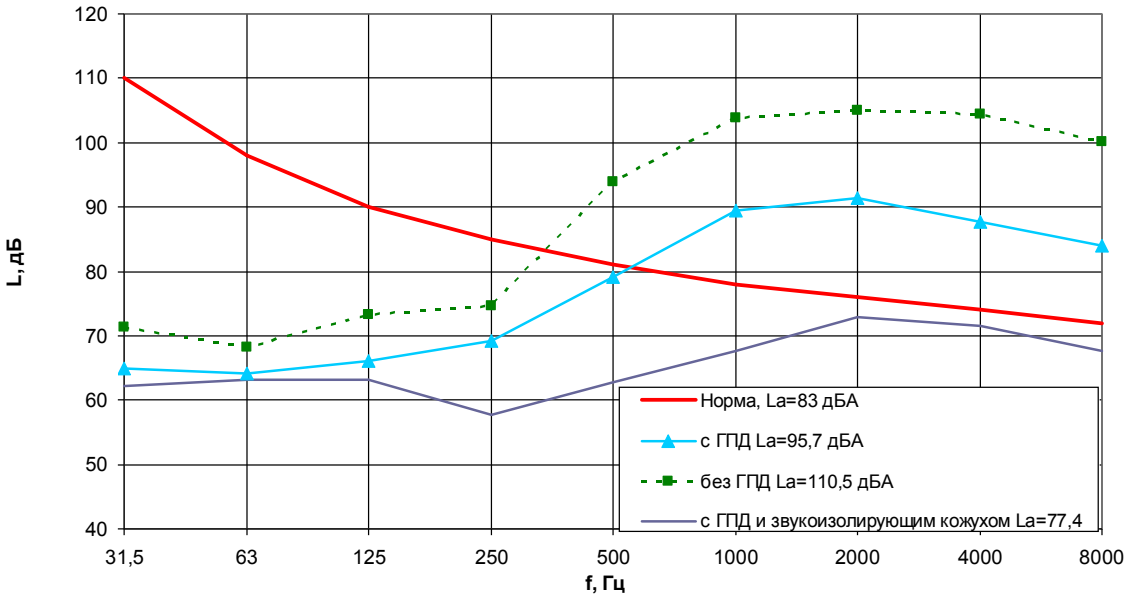


Рис. 9. Спектральный анализ измерений на реальном объекте, при работе системы с/без разработанной моделью ГПД

С целью обеспечения санитарных норм дополнительно к ГПД был установлен звукоизолирующий кожух.

Таким образом, в работе разработан гаситель пульсаций давления. Установлено, что изменение площадей проходного сечения ГПД влияет как на акустические характеристики, так и на пропускную способность. Так же показан спектр шума при внедрении комплекса мероприятий, состоящих из ГПД и звукоизолирующего кожуха.

В результате проведенной работы и доводочных испытаний, эффективность снижения шума на реальном объекте составила 10-14 дБА. При комплексном решение задачи снижения уровня шума, был достигнут результат удовлетворяющий санитарным нормам.

Литература

1. Справочник по контролю промышленных шумов: Пер. с англ./Пер. Л. Б. Скарина, Н. И. Шабанова; Под ред. д-ра техн. наук проф. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с
2. Теория элементов пневмоники, Залманзонов Л.А., Главная редакция физико-математической литературы изд-ва “Наука”, 1969, 508 стр.
3. Авиационная акустика: В 2-х ч. Ч. 1. Шум на местности дозвуковых пассажирских самолетов и вертолетов/ А. Г. Мунин, В. Ф. Самохин, Р. А. Шипов и др.;Под общей редакцией А. Г. Мунина. – М .: Машиностроение, 1986. – 248с.

СНИЖЕНИЕ УРОВНЕЙ ШУМА И ВИБРАЦИИ НА ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ПУНКТАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Карманова В.В.[1], *Олейников А.Ю.*[1], *Петров С.К.*[1],
Полях И.И.[2], *Толоконников И.С.*[1]

Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (1),
ЗАО «НПО Флейм» (2)

Повышенный уровень шума при эксплуатации крупных объектов энергетики, генерирующих тепловую и электрическую энергию, как для промышленного потребления, так и для нужд жилищно-коммунальных хозяйств, становится с каждым годом все более острой проблемой. Уменьшение шумового воздействия при работе объектов энергетики на собственных работников и, в особенности, на население прилегающих к этим объектам селитебных зон рассматривается как важнейшая для решения задача в ряде экологических проблем топливно-энергетического комплекса.

В Российской Федерации сохраняется тенденция все более широкого применения природного газа в качестве основного вида топлива для ГРЭС, ТЭЦ и прочих энергетических объектов, построенных ещё в бытность советского ТЭК и проектировавшихся, зачастую, под другие топливные балансы. Существующие системы транспортировки и подачи газа к котельным цехам этих объектов строились, как правило, достаточно давно. При их проектировании и монтаже практически не учитывалась акустическая составляющая неблагоприятного воздействия этих объектов на персонал и на население. Конфигурация трубопроводов зачастую не соответствует своему аэрогазодинамическому назначению. При проектировании и строительстве практически повсеместно не выполняются нормативы по скорости движения газового потока (согласно [2] для газопроводов среднего давления скорость движения потока не должна превышать значения 15 м/с). Конструкция применяемой регулирующей арматуры вызывает неизбежное, при понижении давления путем дросселирования, возрастание скорости потока, а также привносит значительное возмущение газового потока, турбулизирует течение газа. Эти процессы сопровождаются возникновением повышенных уровней вибрации элементов трубопроводов и конструкций. Поэтапное снижение давления с включением в технологические схемы промежуточных ресиверов является слишком затратным мероприятием и не находит

применения. Основное влияние на уровень шума и вибрации в этой ситуации оказывают параметры газового потока в газорегулирующих устройствах, изгибных коленах трубопроводов, коллекторах и прочих участках возникновения местных возмущений газового потока.

Существующая в настоящее время нормативная база по допустимым уровням шума и вибрации также не соответствует задачам, стоящим перед отечественными разработчиками систем транспортировки газа по трубопроводам среднего и низкого давления, т.к. не охватывает всю область проблем. Отсутствуют отечественные нормативы по вибрации для частот свыше 60Гц. Не существует унифицированных методик по снижению шума и вибрации на газопроводах газораспределительных пунктов (ГРП), являющихся обязательной составной частью любого объекта энергетики, потребляющего топливный газ.

Уровни шума в помещениях ГРП при транспортировке через них природного газа повсеместно превышают допустимые значения, причем практически на всех технологических режимах подачи газа. Зачастую фактически складывающиеся уровни шума и вибрации превосходят не только гигиенические нормативы, но и приводит к повреждению и поэтапному разрушению элементов зданий ГРП, самих трубопроводов - и основных, и, что чаще импульсных, элементов конструкций, вспомогательного оборудования, значительно повышает риск возникновения аварий на взрывоопасных объектах. Превышение прочностных уровней вибрации может привести к разрушению трубопровода и не считаться с этим фактором невозможно. Вибрации трубопроводов являются одной из основных причин их повреждений и аварий. В результате повышенной вибрации в трубопроводах возникают: трещины, вследствие усталости материала; саморазвинчивание арматуры, путевых соединений и систем управления арматуры; разгерметизация трубопроводов. Дополнительным негативным фактором является значительный возраст существующих трубопроводов. Возмущающими факторами являются пульсации давления потока, вибрации несущих конструкций, вызванные работой других машин, возникновение резонансов в отдельных участках трубопроводов.

С гигиеническими нормами по шуму зачастую не считаются в связи с удаленностью наиболее «шумных» объектов от жилой застройки, и практически полным отсутствием обслуживающего персонала, хотя постепенное разрастание территорий жилой застройки, раздробление крупных организаций и другие факторы приводят к тому, что возникает необходимость решения «новых проблем», казалось, вчера ещё беспроблемных объектов энергетики, эксплуатирующихся многие годы, а то и десятилетия.

Авторы неоднократно в течение последних лет по заказу энергетиков осуществляли виброакустические обследования газового хозяйства в составе энергетических объектов, как по причине имеющихся обоснованных жалоб населения на превышение уровней шума (и, как следствие, имеющихся предписаний органов Роспотребнадзора в адрес эксплуатирующих организаций и собственников этих объектов), так и по причине угроз возникновения аварийных разрушений трубопроводов из-за повышенных уровней вибрации.

В рамках исследований, проведенных на этих объектах, были осуществлены измерения уровней шума и вибрации на различных режимах работы технологического оборудования ГРП. В данной статье представлены некоторые результаты измерений, проведенных на трех сопоставимых ГРП разных объектов энергетики, расположенных в различных субъектах Российской Федерации, и приведен анализ сопоставления результатов этих измерений с нормативами и классификациями принятых в настоящее время методик оценки технического состояния технологических трубопроводов.

Технологические режимы подачи газа при проведении измерений изменялись «в разы»: от 50 000 до 170 000 н. $м^3$/час через отдельно взятый трубопровод. Диапазон входных давлений (перед основным технологическим элементом трубопроводной арматуры - регулятором расхода и давления) составлял: 1,0 – 1,2 МПа. Давление после регулятора составляло от 0,1 до 0,24МПа.

В ходе измерений определялись виброскорости и виброперемещения рабочих поверхностей оборудования и конструкций для различных точек измерения по осям X, Y, и Z (на прямолинейных участках за ось X принималась ось трубопровода) в частотном диапазоне от 1Гц до 16000Гц, уровень звукового давления УЗД (дБ) в стандартных среднегеометрических октавах от 31,5Гц до 8000Гц и уровень звука УЗ(дБА) для различных точек измерения. После проведения общего анализа виброхарактеристик различных участков трубопроводов более детальные исследования проводились для наиболее проблемных измерительных точек (участков трубопроводов, корпусов регуляторов, опор) в нормируемом в РФ частотном диапазоне (до 60 Гц).

В последние годы органы технадзора и стандартизирующих организаций предъявляют повышенные требования к динамическим расчетам трубопроводов и разрабатывают нормы вибрации трубопроводов в процессе эксплуатации. В Российской Федерации действуют нормы вибрации трубопроводов газоперекачивающих компрессорных станций с центробежными компрессорами [3], в нефтеперерабатывающей и химической промышленности [4], в энергетики [5]. Нормируемыми параметрами для газопроводов являются виброскорость и виброперемещение. Эти параметры нормируются в частотном диапазоне от 2 до 60 Гц.

Вибрации трубопроводов нормируются по амплитуде виброперемещений в зависимости от частоты вибраций. Определены четыре опорных уровня вибрации, высшие (наиболее неблагополучные) из которых трактуются следующим образом: III уровень – требующий исправления, реконструкции системы; IV уровень – уровень появления аварийных ситуаций.

Техническое состояние трубопроводов по результатам измерения вибраций классифицируют: ниже II уровня – удовлетворительное состояние трубопровода; между II и III уровнями – допускаемое состояние, рекомендуется контроль; между III и IV уровнями – возможны отказы, повышенный контроль, необходимо исправление, реконструкция; выше IV уровня – недопустимое состояние. Ширина каждой зоны при заданной частоте колебаний – 6 дБ. Нормируются вибрации трубопроводов в диапазоне частот до 60 Гц. Допускаемые

амплитуды виброперемещения трубопроводов нефтеперерабатывающей промышленности Российской Федерации представлены в таблице 1.

Таблица 1

Допускаемые значения амплитуд вибрации трубопроводов, Sa, мкм

Диапазон	Частота, Гц									
	2	**4**	**6**	**8**	**10**	**20**	**30**	**40**	**50**	**60**
1	120	115	100	90	85	60	50	45	40	35
2	250	230	200	180	165	120	95	85	75	70
3	500	450	400	360	330	230	180	145	135	130
4	1250	1100	950	800	750	500	420	350	320	300

В разделе “Контроль вибропрочности трубопроводов и трубных элементов оборудования и котлов” РД-10-249-98 один из рекомендуемых методов контроля вибропрочности – это метод скоростей. Метод требует измерения виброскоростей в различных точках трубопровода для определения точки с максимальной виброскоростью. После установления местоположения точки с максимальной виброскоростью для каждого пролета проводится измерение пиковых значений виброскорости. Измеренные максимальные пиковые значения виброскорости сравнивают с допустимыми. Критерий допустимости:

$$v_{max} \leq [v],$$

где v_{max} – максимальное пиковое значение виброскорости трубопровода; [v] – допустимое значение виброскорости.

Рекомендуется два уровня виброскорости: I уровень ($[v_1] = 15$ мм/с) и II уровень ($[v_1] = 25$ мм/с). При значениях максимального пикового значения виброскорости $v_{max} \leq [v_1] = 15$ мм/с не требуется проверка вибропрочности. При значениях максимального пикового значения виброскорости 15 мм/с$< v_{max} <$25 мм/с требуется расчетная проверка вибропрочности на основании подробных измерений с определением спектров виброскоростей. При значениях максимального пикового значения виброскорости $v_{max} \geq [v_2] = 25$ мм/с принимаются меры для снижения вибрации.

Применяя принятую в других нормах классификацию технического состояния трубопроводов по результатам измерения вибрации и нормы вибрации трубопроводов пара и горячей воды, их техническое состояние классифицирует как:

– удовлетворительное $v_{max} \leq 15$ мм/с;

– допустимое, необходим контроль, необходимо исправление или реконструкция 15 мм/с $< v_{max} <$ 25 мм/с;

– недопустимое $v_{max} \geq [v_2] = 25$ мм/с.

В настоящей статье авторами использованы результаты виброакустических исследований технологических систем трех газораспределительных пунктов (ГРП) различных ГРЭС. Назовем их условно ГРП 1, ГРП 2 и ГРП 3. Исследования технологического оборудования ГРП 1 производились по причине превышения уровня шума в жилых помещениях близлежащей жилой застройки требований санитарных норм. На ГРП 2 исследования производились по причине возникновения разрушений трубопровода и элементов строительных конструкций. На относительно благополучном ГРП 3 производились измерения шума и вибрации для сравнительного анализа и исследования виброакустических характеристик трубопроводной арматуры, применяемой для регулирования расхода и давления газа. Измерения виброакустических характеристик для всех трех ГРП производились на нескольких режимах подачи газа, при этом для сравнительного анализа выбирались сопоставимые режимы.

Основными источниками шума и вибрации на всех обследованных объектах являются участки газопровода, в которых происходит значительное возрастание турбулентности газового потока. Критическими в этом смысле участками являются участки, содержащие регулирующую арматуру (клапаны регулирующие, дроссельные заслонки). Для них характерны высокие скорости движения газа, большая неравномерность параметров потока газа в пределах этих участков. Установлено, что основным источником возникновения пульсаций газа в системе ГРП являются конструктивные элементы регулирующей арматуры. Внутри корпуса регулятора, как правило, присутствует минимальное проходное сечение подающего газ трубопровода в сочетании со значительным перепадом давления. Это приводит к возрастанию скорости потока газа и возникновению завихренного потока с неоднородным полем параметров, в первую очередь, скоростей и давлений.

Важнейшим параметром является скорость течения потока газа. Ниже приведены результаты упрощенного оценочного расчета линейной скорости газа в технологических трубопроводах ГРП 2 и ГРП 3 на участках, прилегающих к местам установки регулирующей арматуры. Расчетный участок трубопровода ГРП 2 представляет собой прямолинейный трубопровод переменного сечения с двумя последовательно расположенными дроссельными заслонками Ду 300. Расчет скорости потока производился в пяти точках (см. рис. 1):

1 – точка на прямолинейном участке трубопровода перед первой дроссельной заслонкой;

2 – точка непосредственно в сечении первой дроссельной заслонки;

3 – точка на прямолинейном участке трубопровода между первой и второй дроссельными заслонками;

4 – точка непосредственно в сечении второй дроссельной заслонки;

5 – точка на прямолинейном участке трубопровода после второй дроссельной заслонки.

Расчет скоростей в точках 2 и 4 произведен для положений диска заслонки, обеспечивающих условный проход равным Ду 300, Ду 200 и Ду 150.

Расчетный участок трубопровода ГРП 3 представляет собой прямолиней-

ный трубопровод переменного сечения с установленным на нем регулятором давления Ду 500. Расчет скорости потока производился в трех точках (см. рис. 1, 2):

1 – точка на прямолинейном участке трубопровода перед первой дросселирующей заслонкой;

2 – точка непосредственно в сечении первой дросселирующей заслонки;

3 – точка на прямолинейном участке трубопровода между первой и второй дросселирующими заслонками;

Расчет скоростей в точке 2 произведен для положений регулятора, обеспечивающих условный проход равным Ду 300, Ду 250 и Ду 100.

Допущения, принятые при расчете: газ, транспортируемый через расчетный участок, - метан; расширение газа при проходе через дроссельные заслонки принято адиабатическим, температура в точках, расположенных в сечениях регулирующей арматуры, принята равной температуре на предшествующих участках трубопровода, температура на первом участке принята равной (0^0C).

Оценочный расчет скорости производился по методике, изложенной в [2], согласно которой внутренний диаметр газопровода определяется как:

$$d = 0.036238 \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot (273+t)}{P \cdot v}} \qquad (1)$$

где:

d – внутренний диаметр газопровода, см;

Q – расход газа, н.м^3/час;

t – температура газа, ^{0}C;

P – давление газа на расчетном участке, МПа;

v – скорость газа, м/с.

Тогда скорость потока можно определить, как:

$$v = 0{,}001313 \cdot \frac{Q \cdot (273+t)}{P \cdot d^2} \qquad (2)$$

Температура в первой точке равна Т1=273К. Температуры в остальных точках определены расчетным путем и приведены в таблице 2.

Таблица 2

ГРП 2	T_1, К	T_2, К	T_3, К	T_4, К	T_5, К
	273	273	270,4	270,4	268,4
ГРП 3	T_1, К	T_2, К		T_3, К	
	273	273		267,7	

Результаты оценочного расчета приведены в таблице 3.

Таблица 3

ГРП 2				ГРП 3				
Расчетная точка	Скорость (м/с)			Расчетная точка	Скорость (м/с)			
	Q=60 тыс $нм^3/ч$	Q=110 тыс $нм^3/ч$	Q=170 тыс $нм^3/ч$		Q=50 тыс $нм^3/ч$	Q=70 тыс $нм^3/ч$	Q=110 тыс $нм^3/ч$	Q=150 тыс $нм^3/ч$
1	5,2	9,5	14,7	1	6,5	9,1	14,3	19,5
$2_{Ду\ 300}$	21,7	39,8	61,6	$2_{Ду\ 300}$	18,1	25,3	39,8	54,3
$2_{Ду\ 200}$	48,9	89,6	138,5					
$2_{Ду\ 150}$	86,9	159,3	246,2	$2_{Ду\ 250}$	26,1	36,5	57,4	72,2
3	9,4	17,3	26,7					
$4_{Ду300}$	39,4	72,3	111,8	$2_{Ду\ 100}$	162,9	228,1	358,5	488,9
$4_{Ду\ 200}$	88,8	162,7	251,5					
$4_{Ду\ 150}$	157,8	289,3	447,1	3	17,6	24,6	38,7	52,7
5	15,2	27,9	43,2					

Из анализа данных таблицы следует, что в широком диапазоне рабочих положений исполнительных органов регулирующей арматуры линейные скорости газового потока по внутренним трубопроводам ГРП достигают: на выходе из ГРП - ориентировочно до 30 м/с; при прохождении дроссельных заслонок газ может разгоняться до скоростей 100 – 300 м/с (очевидно, что расчетные значение скорости для точки 4 Ду150 и 2 Ду100 является недостоверными), т.е. существуют зоны с «околозвуковыми» значениями скорости газового потока. Таким образом, можно констатировать чрезвычайно высокий уровень средних линейных скоростей газа при движении по внутренним трубопроводам существующих ГРП. Очень существенным является вывод о сопоставимости значений линейной скорости газового потока для основных технологических трубопроводов ГРП 2 и ГРП 3, т.к. уровни шума и вибрации для этих объектов отличаются существенно.

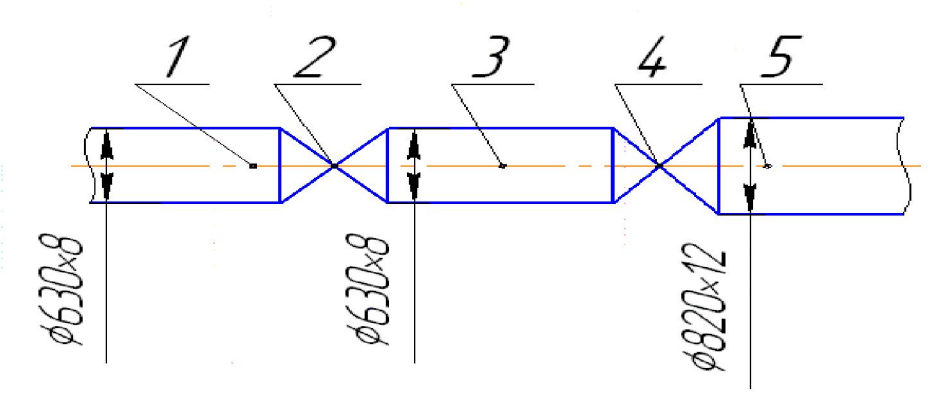


Рис. 1. Расчетный участок основной линии трубопровода ГРП 2

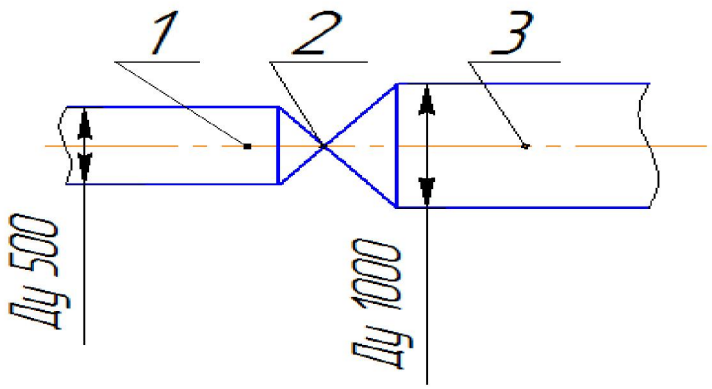


Рис. 2. Расчетный участок основной линии трубопровода ГРП 3

На рисунках 3-6 представлены графики значений виброперемещений и виброскоростей в нормируемом частотном диапазоне для «напряженной» точки, расположенной за вторым регулятором давления ГРП 2 на различных режимах подачи газа. Как видно из рис. 3 и 4 вибросостояние технологического трубопровода на максимальном режиме подачи газа является неудовлетворительным, вероятность аварийной ситуации велика. Так, величина виброскорости по оси Z в диапазоне частот от 2 до 8Гц является согласно приведенным выше классификациям недопустимой. Как следует из опроса лиц, ответственных за эксплуатацию ГРП, при этом режиме наблюдались «обрывы» импульсных трубопроводов, что подтверждает справедливость заключения о недопустимом вибросостоянии. При пониженных расходах газа (рис.5-6) вибросостояние технологических систем является существенно менее опасным.

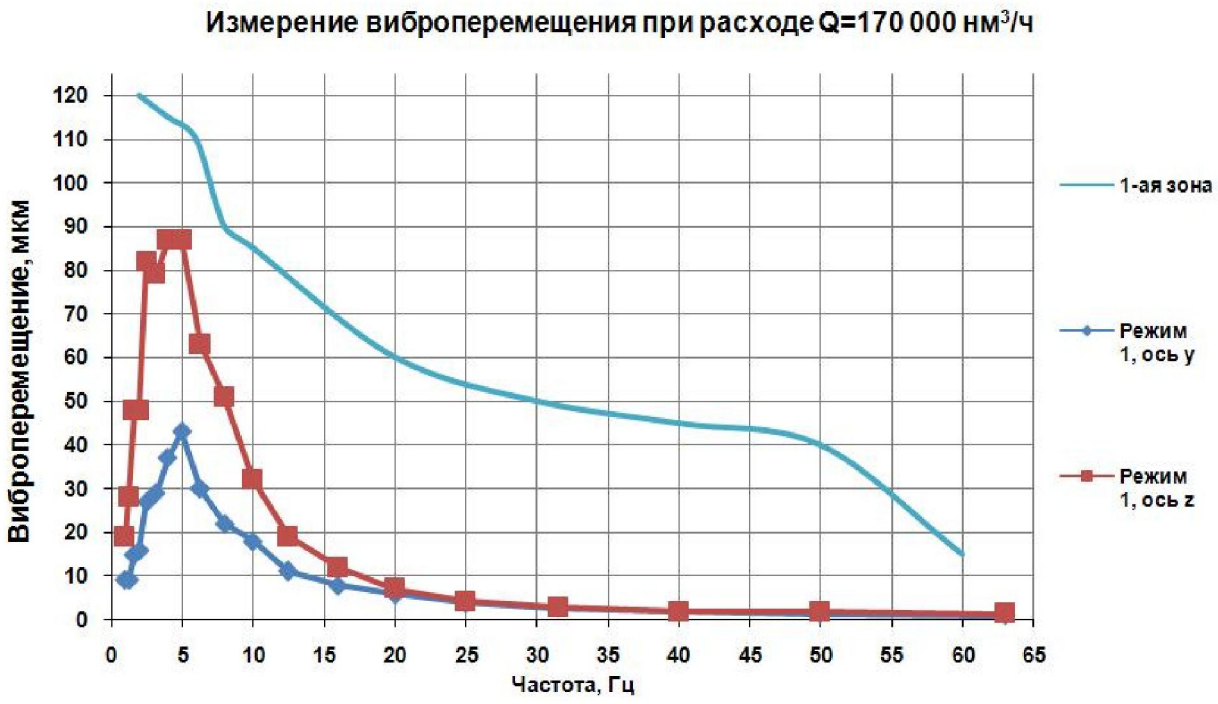


Рис. 3 Уровни виброперемещения в наиболее неблагоприятной точке трубопровода ГРП 2

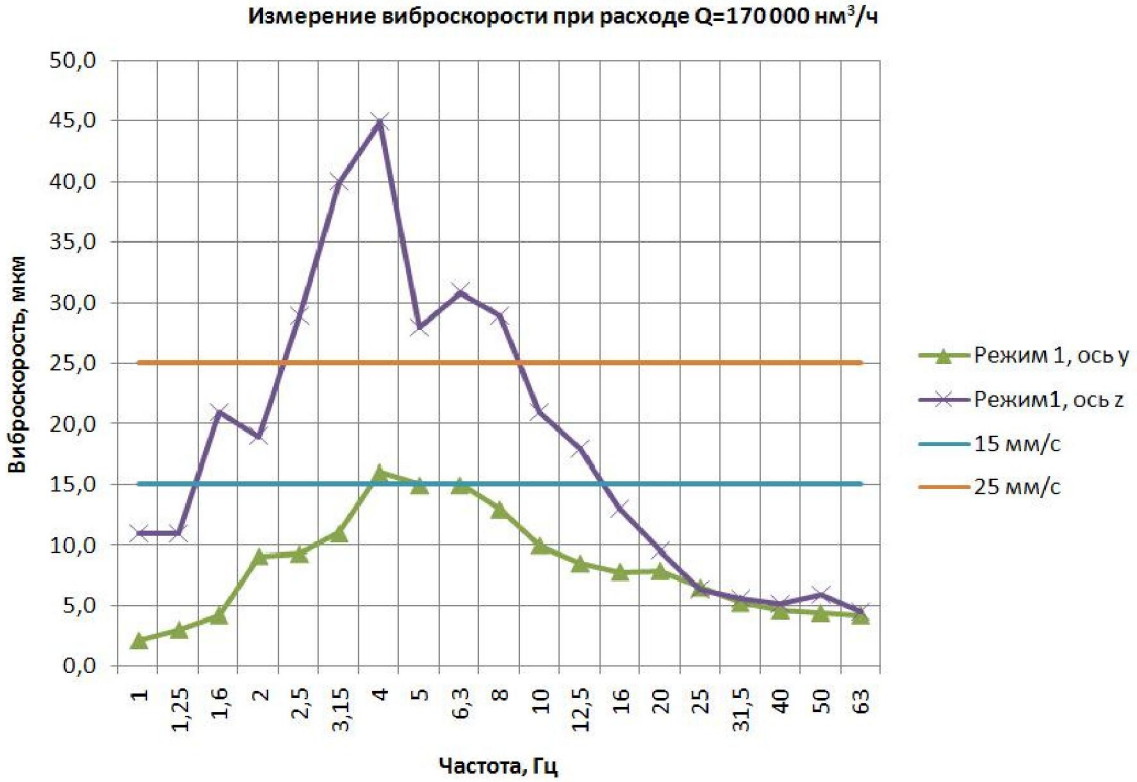


Рис. 4 Уровни виброскорости в наиболее неблагоприятной точке трубопровода ГРП 2

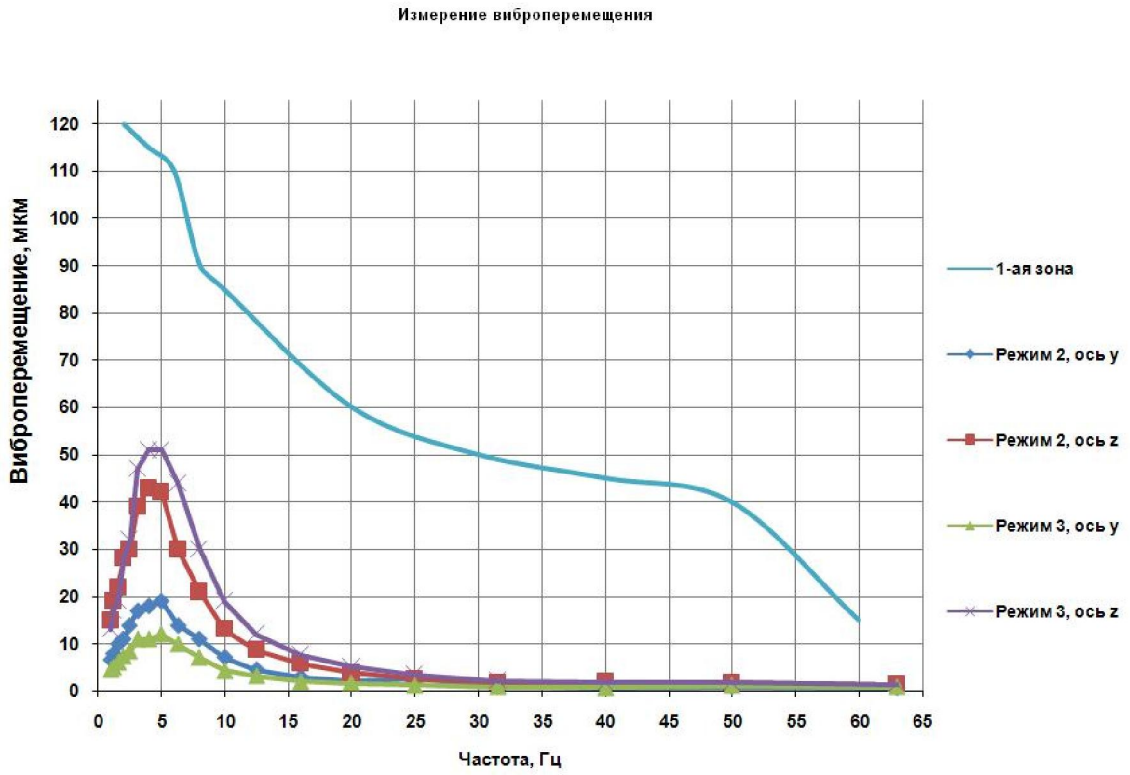


Рис.5 Уровни виброперемещения по осям Z и Y в наиболее неблагоприятной точке трубопровода ГРП 2 при режимах расхода: режим 2 – 110 000 нм^3/ч, режим 3 – 60 000 нм^3/ч.

Рис. 6. Уровни виброскорости по осям Z и Y в наиболее неблагоприятной точке трубопровода ГРП 2 при режимах расхода:
режим 2 – 110 000 нм3/ч, режим 3 – 60 000 нм3/ч.

На рисунках 7-10 представлены графики виброперемещений и виброскоростей в точке технологического трубопровода, расположенной сразу за регулятором давления, для т.н. ГРП 3. В ГРП 3 реализована одноступенчатая схема понижения давления в магистрали с применением регулятора расхода и давления принципиально другого типа, оснащенного, помимо прочего, глушителем, представляющим собой решетку, установленную в коническом раструбе на выходе из регулятора, для выравнивания профиля скорости газового потока.

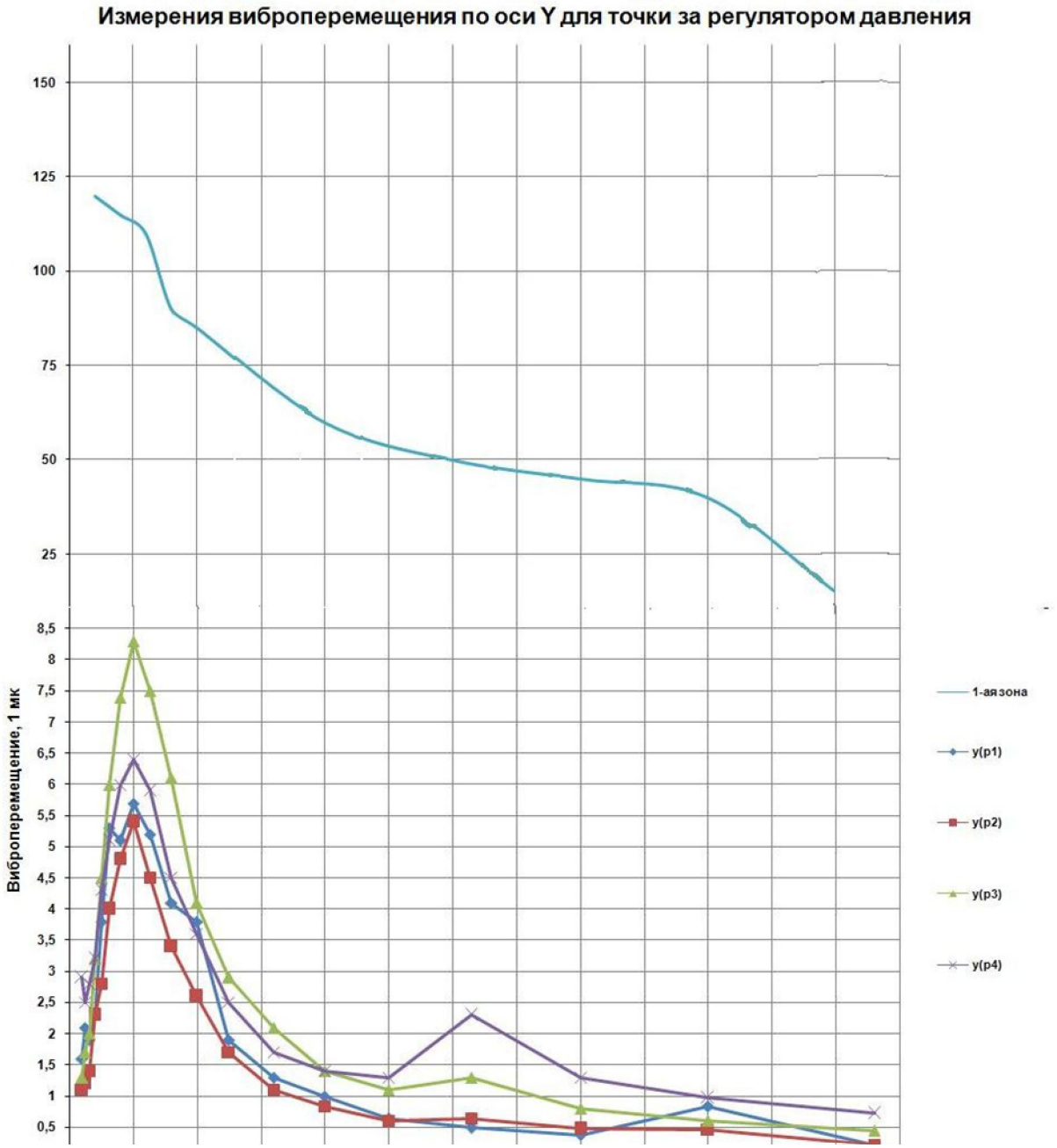


Рис. 7. Уровни виброперемещения по оси Y на ГРП 3

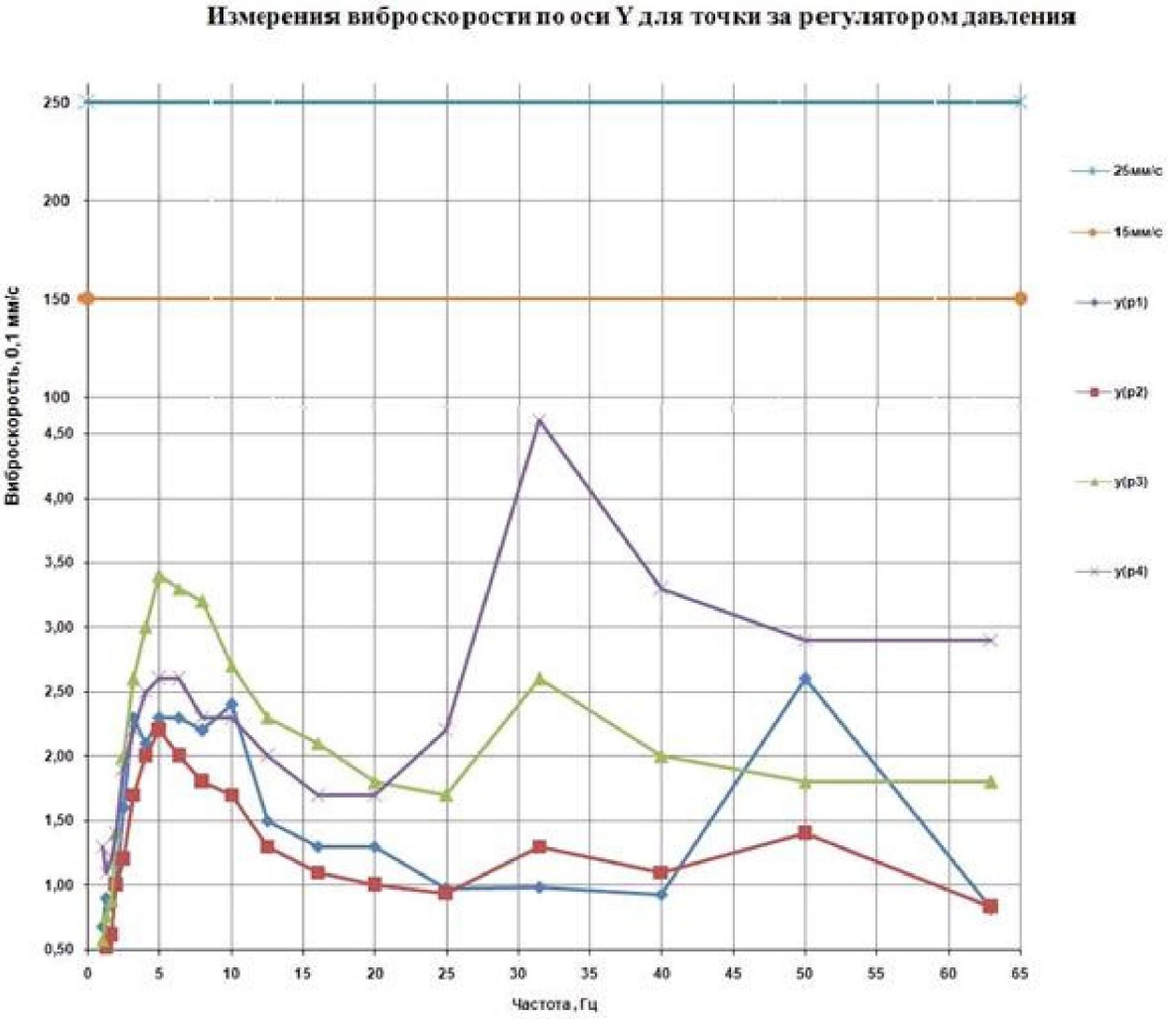


Рис. 8. Уровни виброскорости по оси Y на ГРП 3

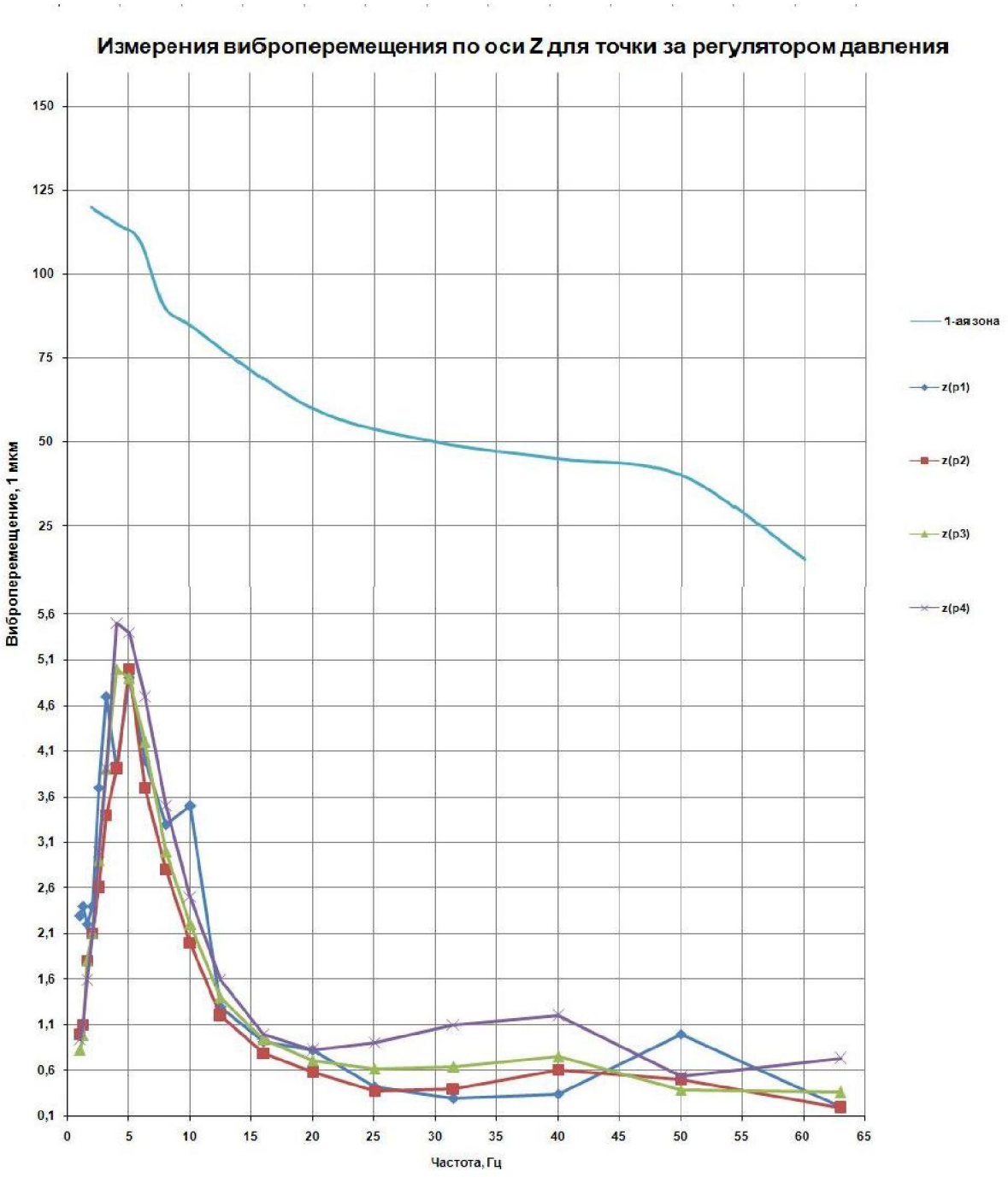


Рис. 9. Уровни виброперемещения по оси Z на ГРП 3

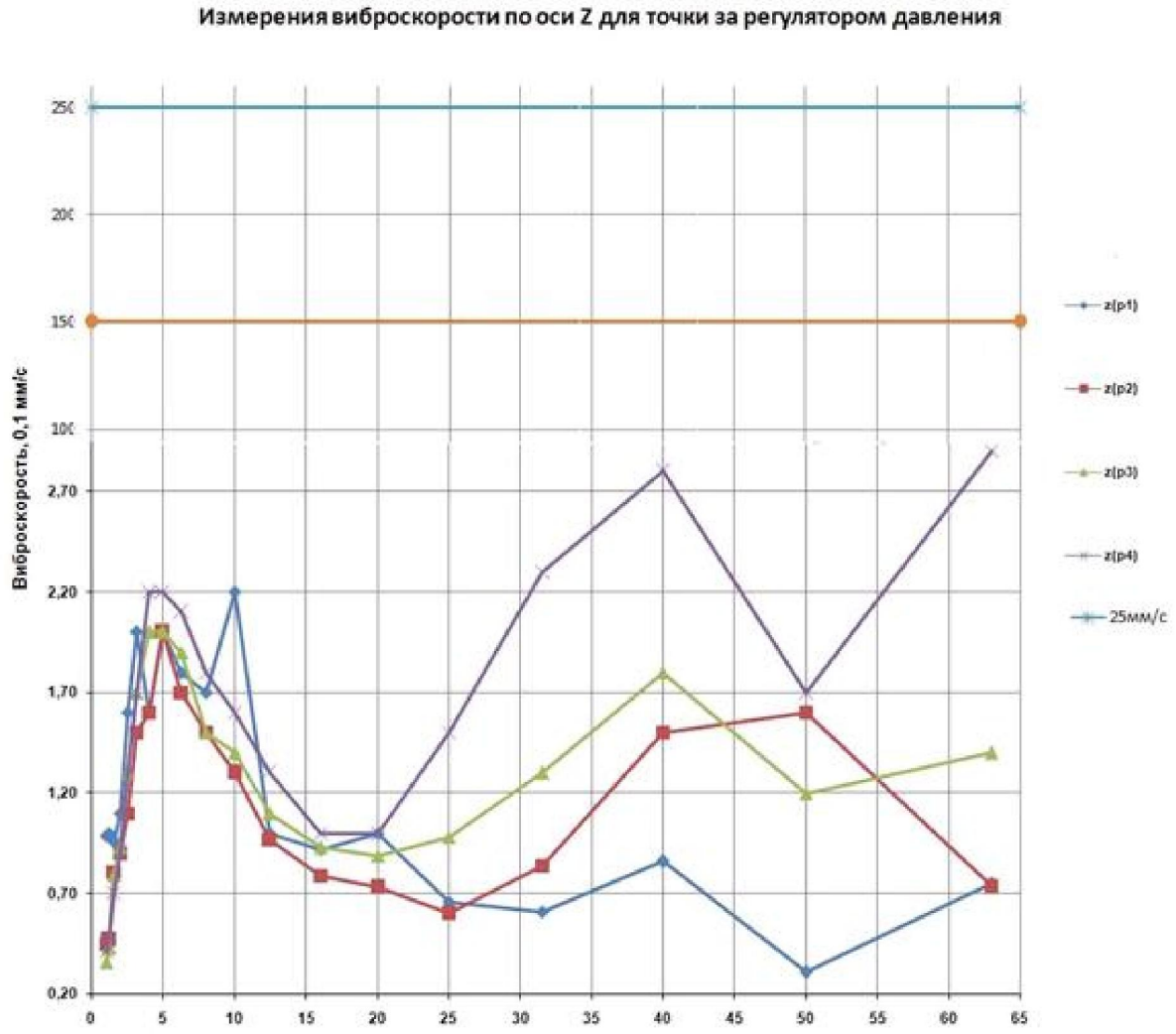


Рис. 10. Уровни виброскорости по оси Z на ГРП 3

Из сравнительного анализа приведенных данных видно, что на ГРП 2 уровни виброскорости на сопоставимых режимах работы станции достигают на несколько порядков более высоких значений, чем на аналогичной ГРП 3, где установлена более конструктивно проработанная газорегулирующая арматура (производства ЗАО «Флейм», г. С-Петербург) и применены меры по снижению степени возмущенности газового потока. Снижение степени завихренности газового потока является одной из самых эффективных мер снижения уровней вибрации поверхности трубопроводов и излучаемого ими шума. В [8], например, приведены данные о снижении уровня шума и вибрации за счет применения направляющих пластин (лопастей), монтируемых внутри газопровода на криволинейных участках (т.н. колена трубопровода) для формирования направленного потока и снижения степени его турбулизации. Из результатов нашего исследования также следует, что за счет формирования относительно равномерного течения потока газа даже при высоких значениях линейной скорости

потока можно добиваться значительного снижения уровня вибрации в основном её источнике и достигать хороших результатов без дополнительных традиционных мероприятий из разряда «борьбы с последствиями».

Проведенный анализ результатов исследований уровня шума вблизи основного источника происхождения, подтвердил возможность практического применения классификации, предложенной в [6]. В работе [6] предложены следующие критерии оценки вероятности возникновения повреждений от уровня излучаемого трубопроводом шума в связи с акустической усталостью стали: уровень шума ниже 124 дБА – вероятность возникновения повреждений от акустической усталости стали низкая; уровень шума между 124 дБ и 130 дБА – вероятность повышается; уровень шума выше 130 дБА – вероятность возникновения повреждений большая.

Авторами в процессе исследований технологических систем ГРП 2, в частности, было отмечено, что достижение значения уровня звука УЗ = 130 дБА в точке измерения в непосредственной близости (в [6] рекомендуется расстояние между микрофоном и вибрирующей поверхностью 25,4 мм или 1 дюйм) от поверхности трубопровода (корпуса регулятора), сопровождается появлением признаков разрушения трубопроводов. Авторам из обсуждений с эксплуатационниками стали известны факты возникновения следующих дефектов: возникновение микротрещин с их последующим развитием в трещины, обнаруживаемые визуально и развивающиеся от концентраторов напряжений на трубопроводах, обломы по околошовной зоне импульсных трубопроводов средств измерения, отрыв диска дроссельной заслонки от поворотной оси. Таким образом, можно констатировать, что при достижении столь высоких значений УЗ помимо опасностей ухудшения здоровья персонала, посещающего по тем или иным производственным надобностям помещения ГРП в процессе транспортировки через них газа, возникает серьезная угроза технологической безопасности, высока вероятность аварийных ситуаций.

В заключении следует отметить, что на эксплуатирующихся ГРП объектов энергетики практически повсеместно наблюдаются превышения санитарных норм по шуму на прилегающей территории, превышения рекомендуемых значений скоростей газа в трубопроводах, превышения уровней вибрации, иногда до значений, при которых эксплуатация данного объекта считается недопустимой. Практическое решение проблем в этой области зачастую ведется только тогда, когда эксплуатирующие организации сталкиваются с повышенным риском возникновения аварий. При этом, практически отсутствуют описанные обобщенные методы и унифицированные средства по борьбе с шумом и вибрацией на таких объектах. Таким образом, борьба с шумом и вибрацией на ГРП объектов энергетики на настоящий момент остается актуальной проблемой.

Литература

1. Вибрационная диагностика трубопроводных систем тепловых и атомных электрических станций и технологических установок нефтехимической промышленности. Хр. Ст. Драганчев, Технический университет – Варна.
2. СНиП 04-08-87.
3. Нормы вибрации трубопроводов технологического газа компрессорных станций с центробежными нагнетателями, Мин. газовой промышленности, М., 1985.
4. РТМ 38.001-94. Указания по расчету на прочность и вибрации технологических стальных трубопроводов. Управление департамента нефтепереработки Минтопэнерго РФ, 1994.
5. РД 10-249-98, Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды, Гостехнадзор России, №50 от 25.08.98.
6. Eisinger F.L., Designing Piping Systems against Acoustically Induced Structural Fatigue, Journal of Pressure Vessel Technology, 1997.
7. РД 50-551. Методические указания. Расчеты и испытания на прочность. Расчетно-экспериментальные методы оценки сопротивления усталости сварных соединений, М., Изд. стандартов, 1986 г.
8. Acoustic Vibration in a Stack Induced by Pipe Bends. F.L.Eisinger, R.E.Sullivan, P.Feenstra, D.S. Weaver.

АВТОМАТИЗАЦИЯ АКУСТИЧЕСКИХ РАСЧЁТОВ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО МОДУЛЯ АРМ АКУСТИКА

Иванов А.В., Никифоров А.В., Кузьмицкий А.М.
ООО МНПО "Экоблик"", Санкт-Петербург, РФ

Современное экологическое проектирование промышленных, жилых и других общественных объектов, транспортных магистралей, важным элементом включает раздел, связанный с оценкой акустического воздействия объекта на окружающую среду. Очень часто этот раздел является определяющим, как с точки зрения лимитирования негативного воздействия объекта, так и по объему и трудоемкости необходимых проектных работ.

Выполнение акустических расчетов ставит перед экологом целый ряд задач, требующих для их решения значительных затрат времени на поиск шумовых характеристик оборудования, оценке факторов, влияющих на распространение шума, разработку шумозащитных мероприятий и прочее.

Разработанный ООО МНПО «Экоблик» программный модуль АРМ «Акустика» (www.noiseview.ru), помогает эколого-акустику существенно уменьшить трудоемкость акустических расчетов, сократить сроки выполнения проектных работ, одновременно повышая их качество.

Программа может быть использована при проведении проектных работ по размещению новых объектов с учётом существующей градостроительной ситуации, оценки влияния шума существующих объектов на окружающую среду, а также оценки эффективности проектируемых мероприятий по снижению уровней внешнего шума.

Акустические расчёты, реализуемые АРМ «Акустика», производятся в соответствии с существующими методиками, справочниками и нормативными документами [1-5], что подтверждено свидетельством Роспотребнадзора.

Рассмотрим на примере использования АРМ «Акустика» решение некоторых типичных проблем, с которыми приходится сталкиваться акустику при разработке раздела «Защита от шума».

1. Шумовые характеристики

После сбора и анализа первичной информации о марках, количестве, местах расположения, режиме работы и других характеристик проектируемых или существующих источников шума, проектировщику необходимо отыскать шумовые характеристики. Часто поиск шумовых характеристик и их грамотное использование в расчетах представляет непростую задачу, так как не всегда имеется возможность найти необходимые каталоги фирм-производителей, а

приведенные в них характеристики не всегда напрямую могут быть использованы в расчетах, например, приведены только уровни звука без разложения по октавным полосам частот.

АРМ «Акустика» имеет встроенный каталог шумовых характеристик основных источников шума, наиболее часто встречаемых в практике эколога-акустика. Используя каталог можно быстро выполнить поиск нужных данных, при необходимости разложить уровни звука в спектр по октавным полосам частот, рассчитать уровни звуковой мощности вентилятора в зависимости от его марки, производительности и напора, вычислить звуковую мощность на основе данных по звуковому давлению, а также пересчитать шумовые характеристики из дБА в дБ (рис. 1).

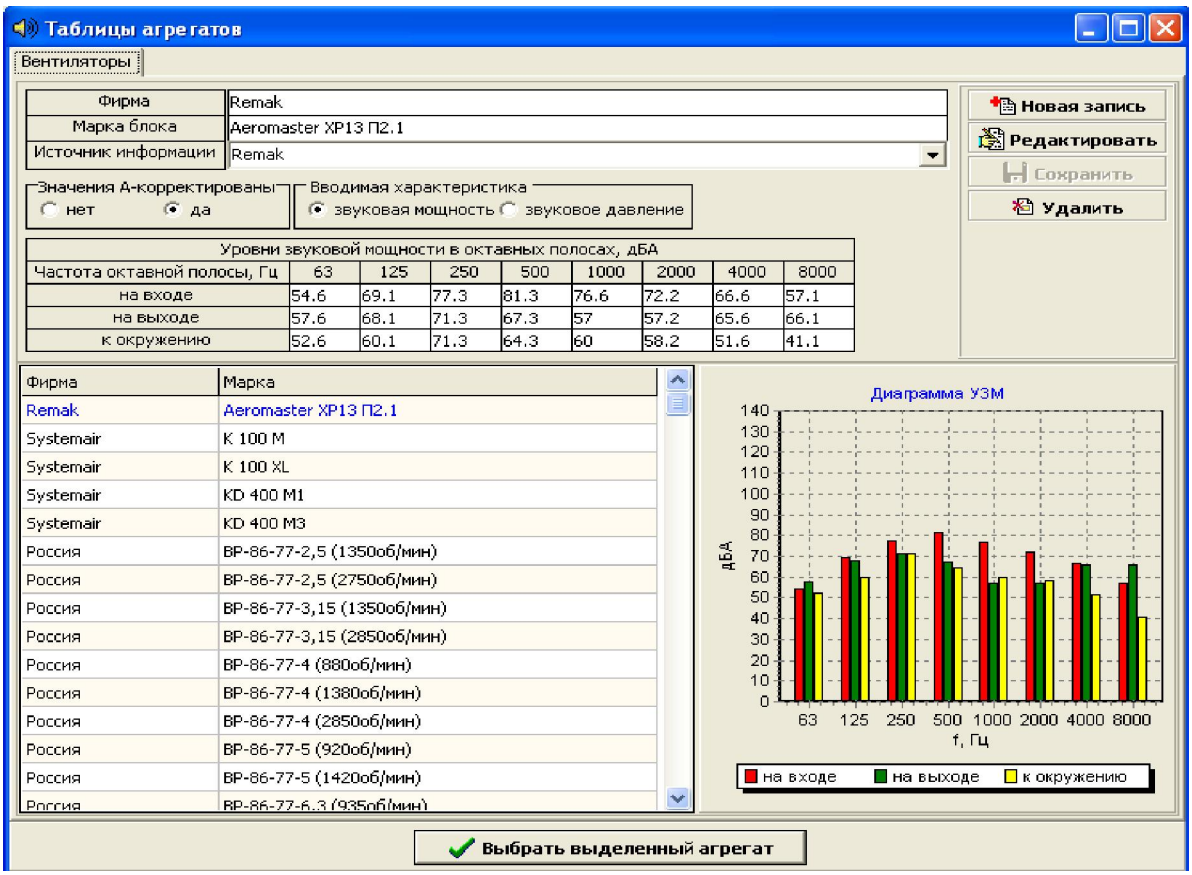


Рис.1. Ввод данных из каталога шумовых характеристик

2. Снижение шума в вентиляционной сети

В случае распространении звука через сложные сети воздуховодов требуется выполнять трудоемкие вычисления по оценке снижения уровней шума во всех рассматриваемых элементах сетей. Программа позволяет автоматизировать расчет снижения звуковой мощности в сети. Для выполнения акустического расчета от пользователя требуется только ввод основных геометрических параметров элементов сети и марок шумоглушителей (рис. 2).

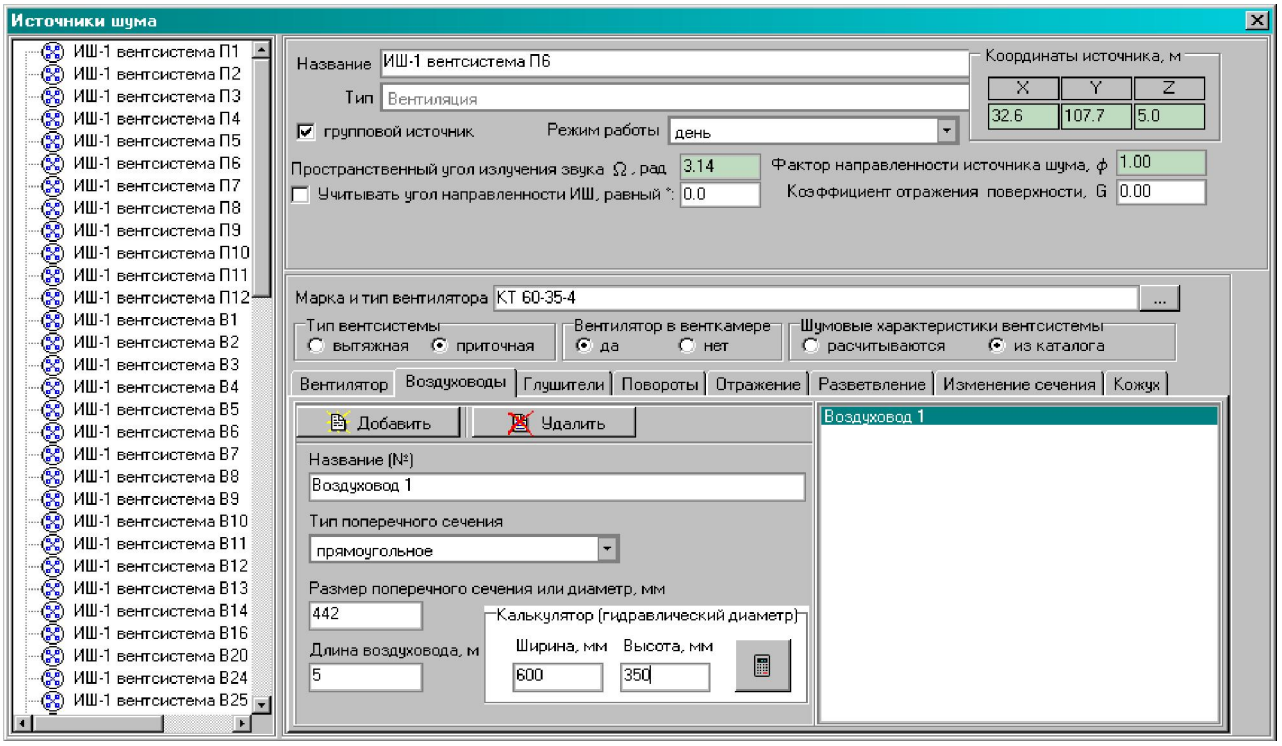


Рис. 2. Ввод данных для расчета снижения шума в вентиляционной сети

3. Учет факторов, влияющих на распространение шума

При распространении шума на селитебных территориях весьма сложную задачу представляет собой учет влияния на распространение звука таких основных факторов, как экранирование элементами застройки, отражение звука от объектов застройки и затекание его за препятствия, распространение через арки и проёмы, влияние подстилающей поверхности и т.д. Реализованные в АРМ «Акустика» алгоритмы базируются на основных положениях существующих методик и нормативных документов [1-4] и позволяют учесть в акустическом расчете все многообразие факторов, влияющих на распространение шума, при необходимости адаптируя расчетную модель к конкретным условиям на рассматриваемой территории шумового влияния объекта (рис. 3).

В программе реализованы несколько методик расчёта распространения звука: методики [1] и [2,3] для расчёта точечных источников и методики [2,3] и [4] для линейных источников, причём в последнем случае реализованы обе модели представления протяжённых источников: представление в виде линейных сегментов и в виде эквивалентных точечных источников.

4. Выбор лимитирующих расчетных точек

В условиях протяженных площадок, на которых размещаются разнообразное по своим характеристикам оборудование и другие источники шума предприятия, в сочетании со сложной градостроительной ситуацией, когда к площадке примыкают объекты жилой застройки различной высоты и с неодинако-

выми нормативными требованиями по шуму, выбор лимитирующих расчетных точек по фактору шума становится непростой задачей.

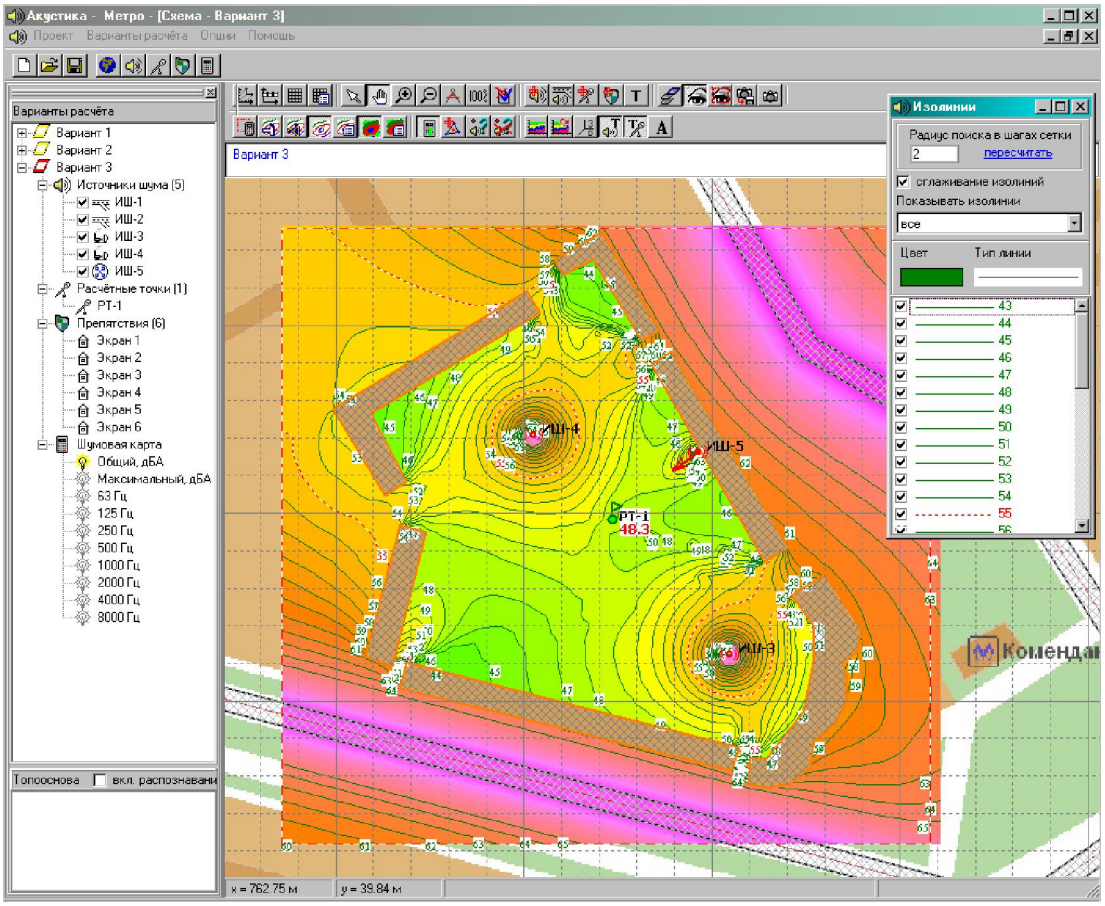


Рис. 3. Построение изолиний уровней шума

После ввода исходных данных по шумовым характеристикам и геометрическому расположению источников шума программа АРМ «Акустика» позволяет провести очень быстрый анализ шумовой обстановки путем построения изолиний уровней звука (рис. 3), с выявлением наиболее критических точек в плане и по высоте, для которых в дальнейшем проводится детальный акустический расчет с подбором, при необходимости, комплекса шумозащитных мероприятий.

5. Анализ вклада отдельных источников шума

При наличии большого количества источников шума важным этапом является выявление источников с наибольшим вкладом в суммарный уровень шума. АРМ «Акустика» предоставляет возможность пользователю выполнить оперативный анализ вклада отдельных источников шума в суммарный уровень шума для каждой критической расчетной точки, что способствует грамотному выбору шумозащитных мероприятий (рис. 4).

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	Сводная таблица основных результатов определения уровней звукового давления в точке РТ-1 в дневной период										
2	Источник шума	Время суток	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах, со среднегеометрическими частотами, Гц								Lобщ, дБА
3											
4											
5			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
6	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7	**ИШ-1. В4(А) корпус.** (466.2,560.2,8.0)	7-23 ч.	40.9	42.1	43.3	43.3	40	30.8	23.5	13.6	44.1
8	**ИШ-1. В4(А).** (466.0,560.5,9.1)	7-23 ч.	45.6	45.8	46.8	45.5	40.7	31.1	23.4	13.3	45.8
9	**ИШ-1. В8(А).** (466.6,798.0,6.5)	7-23 ч.	40	36.7	30.5	25	25.1	21.8	17.2	8	30.2
10	**ИШ-1. В7(А).** (467.5,793.8,6.5)	7-23 ч.	40.2	36.9	30.7	25.2	25.4	22.1	17.5	8.4	30.4
11	**ИШ-1. В6(А).** (467.6,790.4,6.5)	7-23 ч.	40.3	37	30.8	25.3	25.5	22.2	17.7	8.6	30.5
12	**ИШ-1. В17** (353.8,557.0,10.0)	7-23 ч.	38.2	39.1	37.5	36.3	24.6	16.4	6.9	0	35.3
13	**ИШ-1. В20** (490.3,560.5,8.5)	7-23 ч.	35.4	36.4	36.8	32.1	28.2	24.8	18.9	12.2	34.3
14	**ИШ-1. В27** (483.1,557.6,8.5)	7-23 ч.	34.8	35.7	36.1	31.4	27.5	24	18.1	11.2	33.6
15	**ИШ-1. В28** (482.9,564.7,9.0)	7-23 ч.	41.3	42.3	42.7	38	34.1	30.6	24.7	17.9	40.2
16	**ИШ-1. В29** (478.4,560.0,8.5)	7-23 ч.	36.2	37.2	37.5	32.9	28.9	25.4	19.5	12.5	35.1
17	**ИШ-1. В34** (490.2,667.2,9.0)	7-23 ч.	48	47.8	47.7	44.5	40	35.5	30.3	23.1	46
18	**ИШ-1. В35** (483.2,652.8,16.0)	7-23 ч.	40.8	41.4	40.3	35.7	32.9	27.4	20.3	12.2	38.1
19	**ИШ-1. В38** (451.3,848.6,8.0)	7-23 ч.	34.9	35.5	35.3	29.8	24.8	20.2	11.9	0.4	31.7
20	**ИШ-1. В48** (451.2,587.3,16.0)	7-23 ч.	40.4	40.9	39.8	35.2	29.4	25.8	19.6	12.1	36.7
21	**ИШ-1. В49** (452.8,503.9,24.0)	7-23 ч.	42	42.9	43.7	40	37.5	31.7	24.1	14.8	42.2
22	**ИШ-1. В2** (424.5,598.9,16.0)	7-23 ч.	33.7	36.5	38.3	36.1	31.7	30.9	23.4	7.3	38.1
23	**ИШ-1. В3** (435.5,618.6,16.0)	7-23 ч.	38.9	41.9	43.8	41.6	37.2	36.5	29.1	13.3	43.6
24	**ИШ-1. В4** (400.9,592.3,16.0)	7-23 ч.	32.5	35.3	37.1	34.8	30.2	29.1	20.9	3.5	36.6
25	**ИШ-1. В23** (412.9,601.7,16.0)	7-23 ч.	33	35.9	37.7	35.4	31	30	22.2	5.5	37.3
26	**ИШ-1. В24** (399.5,624.6,16.0)	7-23 ч.	32.2	35.1	36.9	34.6	30.1	28.9	20.7	3.2	36.4
27	**ИШ-1. В25** (463.0,583.9,16.0)	7-23 ч.	40.7	43.7	45.6	43.5	39.2	38.7	31.6	16.5	45.6
28	**ИШ-1. В26** (486.9,584.6,16.0)	7-23 ч.	42.7	45.7	47.6	45.5	41.4	41	34.2	19.6	47.8
29	Суммарные уровни звукового давления в расчётной точке от всех источников шума, Lсум, дБ	7-23 ч.	55.4	55.7	56	53.3	49.1	46	39.2	27.9	55
30	Допускаемые уровни звукового давления с учетом поправки (-5 дБ), Lдоп, дБ (табл.3 СН2.2.4/2.1.8.562-96)	7-23 ч.	70	61	54	49	45	42	40	39	50
31	Превышение (Lсум - Lдоп)	7-23 ч.	-14.6	-5.3	2	4.3	4.1	4	-0.8	-11.1	5

Точечные РТ-1 | Лист1 | Лист2 | Лист3

Рис. 4. Сводная таблица для экспресс-анализа вклада отдельных источников

Подробный отчёт в формате MS Excel по распространению шума от источника позволяет не только моментально получить все расчёты в пригодном для подачи на экспертизу виде, но и проанализировать вклад каждого из факторов распространения (дивергенция, дифракция, отражения, влияние подстилающей, атмосферные условия), что особенно полезно при проектировании (рис. 5).

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
183	**ИШ-4 В2** (135.1,168.7,9.0)												
184	Октавные уровни звуковой мощности источника, Lw, дБ			исходные данные	79.1	75.8	59.8	50.5	49.1	47.1	47.1	45.1	
185	Учет пространственного угла излучения шума	Ω =	6.28	**10 lg Ω**	8	8	8	8	8	8	8	8	
186	Учет фактора направленности источника шума	Φ =	1	**10 lg Φ**	0	0	0	0	0	0	0	0	
187	Снижение уровня звукового давления, дБ, на расстоянии r, м	r =	49.96	**15 lg r**	25.5	25.5	25.5	25.5	25.5	25.5	25.5	25.5	
188	Учет затухания звука в атмосфере, дБ		βα по табл.5 [1]	βα * r/1000 (при r<=50м не учитываем)	0	0	0	0	0	0	0	0	
189	Уровни звукового давления в расчётной точке от работы оборудования без учета влияния застройки, L дБ			ф-ла (12) [1]	45.6	42.3	26.3	17	15.6	13.6	13.6	11.6	28.45
190	**Снижение уровня звукового давления из-за влияния застройки между источником шума и расчетной точкой**												
191	Снижение уровня звукового давления на пути над экраном, ΔLэкр1, дБ		a = 15.0 м b = 34.9 м	ф-ла (16.5) [5]	5	5	5.1	5.1	5.2	5.4	5.8	6.5	
192	Снижение уровня звукового давления на пути слева от экрана, ΔLэкр2, дБ		a = 12.9 м b = 37.6 м	ф-ла (16.5) [5]	7.8	9.6	12.1	14.9	17.9	20.9	23.9	26.9	
193	Общее снижение уровня звукового давления (эн. сумма от (ΔLэкр+ΔLпов+ΔLзел) по путям 1-3), ΔL эпз, дБ			ф-ла (16.6) [5]	3.2	3.7	4.3	4.7	5	5.3	5.7	6.5	
194	**Уровни звукового давления в расчетной точке от работы оборудования с учетом влияния застройки, Lрт, дБ**			Lрт = L - ΔLэпз	42.5	38.6	22.1	12.4	10.7	8.3	7.9	5.2	24.5

Точечные (h=5м) | Исходные данные (точечн.) | Лист1 | Лист2 | Лист3

Рис. 5. Подробный отчет выполненного акустического расчета

6. Разработка комплекса шумозащитных мероприятий

Проектирование мероприятий для защиты от шума, как правило, представляет собой многовариантную задачу. Использование АРМ «Акустика» дает возможность быстро и творчески подойти к решению этой проблемы. Например, благодаря наличию обширного встроенного каталога наиболее часто встречаемых шумоглушителей можно быстро подобрать подходящую марку. Возможность перетаскивания источников шума мышью позволяет находить места для более выгодного расположения источника (снижение шума за счет удаления или экранирования элементами застройки). Встроенный каталог оборудования позволяет быстро оценить эффективность замены оборудования на аналогичное по техническим характеристикам, но менее шумное. Программа помогает находить наиболее выгодные конфигурации шумозащитных экранов, оценивать влияние изменения режима работы оборудования и т.д.

В заключении можно отметить удобство интерфейса рассматриваемого программного продукта, включающего интуитивно понятные элементы, подсказки и справочник, облегчающие взаимодействие начинающего пользователя с программой. Однако следует отметить, что только гармоничное сочетание думающего специалиста-акустика и современных компьютерных технологий, поможет добиться желаемого существенного роста производительности труда и качества выполняемых работ.

Литература

1. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума». – М., Госстрой России, 2004.
2. ГОСТ 31295.1-2005 (ИСО 9613-1:1993) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 1. Расчет поглощения звука атмосферой».
3. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета».
4. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населённых пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения. Росавтодор, 2003.
5. СН. 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

ОЦЕНКА ШУМА РУДНИКА С ОТКРЫТЫМ СПОСОБОМ ДОБЫЧИ НА ПРИЛЕГАЮЩУЮ ТЕРРИТОРИЮ

Пименов И.К. [1], *Комарова Е.Г.* [1], *Ягло М.А.* [2]
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (1),
ООО "Акустическое бюро"Сайленс" (2)

Современные промышленные предприятия, весьма часто, характеризуются высокими уровнями шума. Это связано, прежде всего, с разнообразными технологическими процессами производства, а также с вентиляционным оборудованием и транспортом. Уровни звука на расположенных неподалеку жилых территориях, нередко, могут превышать допустимые нормативные значения и оказывать пагубное влияние на здоровье людей. Наиболее действенным методом борьбы с шумом промышленных предприятий является организация санитарно-защитных зон (СЗЗ).

Для проектирования подобных зон, необходимо выполнить оценку шума предприятия, которая обычно основывается на инвентаризации. всех источников шума, входящих в состав предприятия, а также путей распространения звука от этих источников к расчетной границе санитарно-защитной зоны.

Этот способ предполагает расчет распространения шума от каждого источника шума к каждой контрольной точке на границе СЗЗ, с учетом препятствий на пути распространения звука [1]. Для многих крупных предприятий выполнение такого расчета весьма трудоемко ввиду большого количества и разнообразия источников шума, сложности рельефа местности и большого числа экранирующих препятствий.

Дополнительные сложности возникают при оценке шума горнодобывающего предприятия, имеющего в своем составе рудник с открытым способом добычи (более распространенное название карьер). Карьер представляет собой выемку в форме воронки, где на многочисленных уступах ведутся разработки вскрышных и рудных пород. При разработках используется разнообразная карьерная техника большой мощности и, следовательно, с высокими уровнями шума. Несмотря на внушительные размеры карьера, а также ввиду постоянного

перемещения транспорта, шумовая обстановка на территории карьера и предприятия сильно изменчива, что создает трудности при проведении измерений и для оценки шума карьера в целом. Отмеченная неопределенность в местоположении конкретных единиц техники приводят к тому, что расчетные уровни звука, полученные в одних и тех же контрольных точках на прилегающей территории, могут быть различными.

Решением этой проблемы, связанной с неопределенностью положения многих шумных источников, может быть метод, описанный в ГОСТ 31297-2005 [2], который основан на проведении ряда измерений по контуру предприятия и не подразумевает измерения шума каждого источника. Таким образом, влияние неопределенности расположения техники в карьере уменьшается по мере увеличения числа измерений вокруг его границ.

Подобная методика, имеет ряд ограничений, в частности она. предназначена для определения уровней звуковой мощности (УЗМ) предприятия, размеры производственной площадки которого находятся в пределах от 16м до 320м. Размеры же современных карьеров могут превышать величину 1000м. С этим связано еще одно ограничение метода: методика, представленная в ГОСТ 32197-2005 предусматривает расчет высоты установки микрофона при измерениях, исходя из прямой зависимости высоты микрофона от площади измерительной поверхности, в случае карьера, эта величина оказывается невыполнимо большой.

Другая проблема состоит в том, что высоты основных источников шума существенно ниже, чем высоты точек измерения на контуре карьера. Как видно из рисунка 1, при расположении измерительного микрофона на краю карьера на высоте равной 1,5м над поверхностью земли (точка Г1) экранирования шума источников нет, а при удалении от края карьера более чем на 5м, микрофон попадает в зону экранирования шума краем карьера.

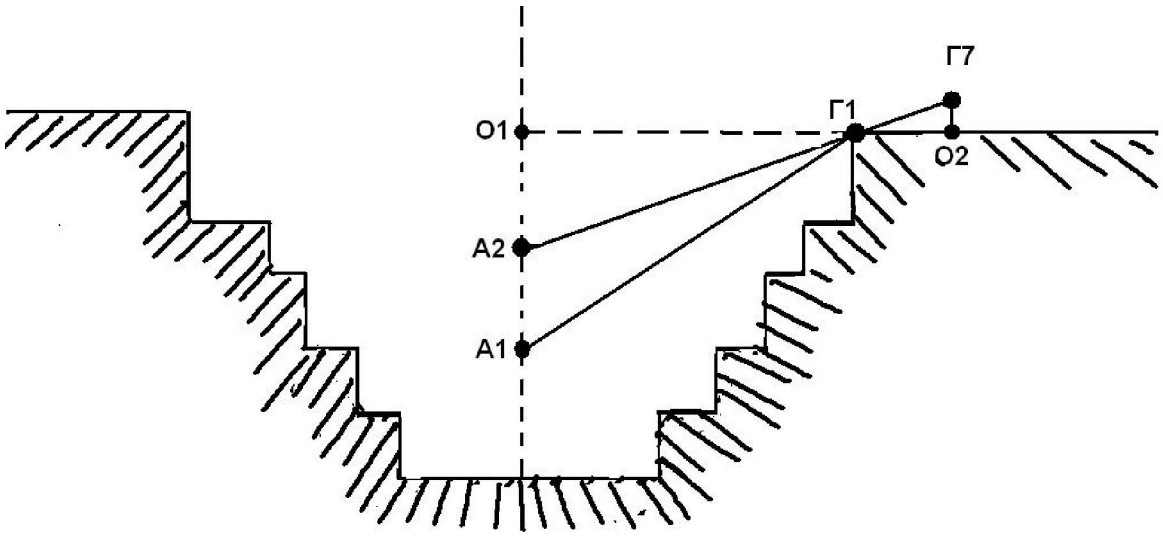


Рис. 1. Разрез карьера с обозначениями используемых точек

При этом в рамках действующей методики практически все расчетные параметры не меняются, что в результате может привести к существенно различным окончательным результатам определения УЗМ предприятия в зависимости от выбора измерительного контура. Для обычного «плоскостного» предприятия незначительное изменение измерительного контура практически не влияет на результаты измерений.

Таким образом, методика оценки уровней шума карьера на прилегающей территории с определением его УЗМ как предприятия со множественными источниками шума, требует более четкого выбора измерительного контура и определения высоты расположения акустического центра. Разработанные уточнения методики были апробированы на примере рудника «Железный», входящего в состав ОАО «Ковдорский ГОК», путем сопоставления с традиционным методом расчета с учетом каждой конкретной единицы карьерной техники, основанным на СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» [1].

Метод расчета с учетом каждой единицы карьерной техники

Первый метод расчета предполагает расчет шума от каждой конкретной единицы техники, с учетом их расположения на территории рудника. Для реализации метода проводятся измерения уровней звука карьерной техники, выполненные в конкретных условиях их работы (режимы взрыхления и загрузки породы, место проведения работ и т.п.). Для рассматриваемого объекта были выполнены замеры уровней звукового давления стационарных источников постоянного шума (машинные отделения транспортеров, насосные станции приемные бункера щековых дробилок и операции бурения скважин для проведения взрывных работ), а также уровней звука при работе источников шума связанных с движением (экскаваторная и бульдозерная техника, большегрузные самосвалы) и измерен шум при погрузочно-разгрузочных операциях. Для большегрузных самосвалов, дополнительно были проведены измерения уровней звука транспортного потока. Измерения показали, что максимальные уровни звука при работе карьерной техники колеблются в пределах от 77 до 93 дБА на дистанциях до 20м.

На основе полученных данных выполнен расчет уровней шума карьера с учетом каждой единицы техники. Для создания расчетной модели важен учет основных особенностей рельефа тех мест, где расположен рудник, а также сложного строения рельефа самого карьера. Стены карьера имеют ступенчатую форму. Количество ступеней велико и возрастает по мере увеличения глубины карьера. В расчетной модели рельеф карьера несколько упрощен по сравнению с реальным: число ступеней сведено к минимуму, обеспечивающему возможность размещения источников шума по 5 уровням, в соответствии с их фактическим расположением в период выполнения измерений. Высоты расположения расчетных точек соответствуют рельефу границы СЗЗ. Модель рельефа реализована в программном пакете «АРМ «Акустика» с помощью встроенной функции «Экраны», позволяющей создавать препятствия (экраны, здания, эле-

менты рельефа и т.п.) на пути распространения звука. Общий вид рельефа расчетной модели реализованной в программном пакете представлен на рисунке 2.

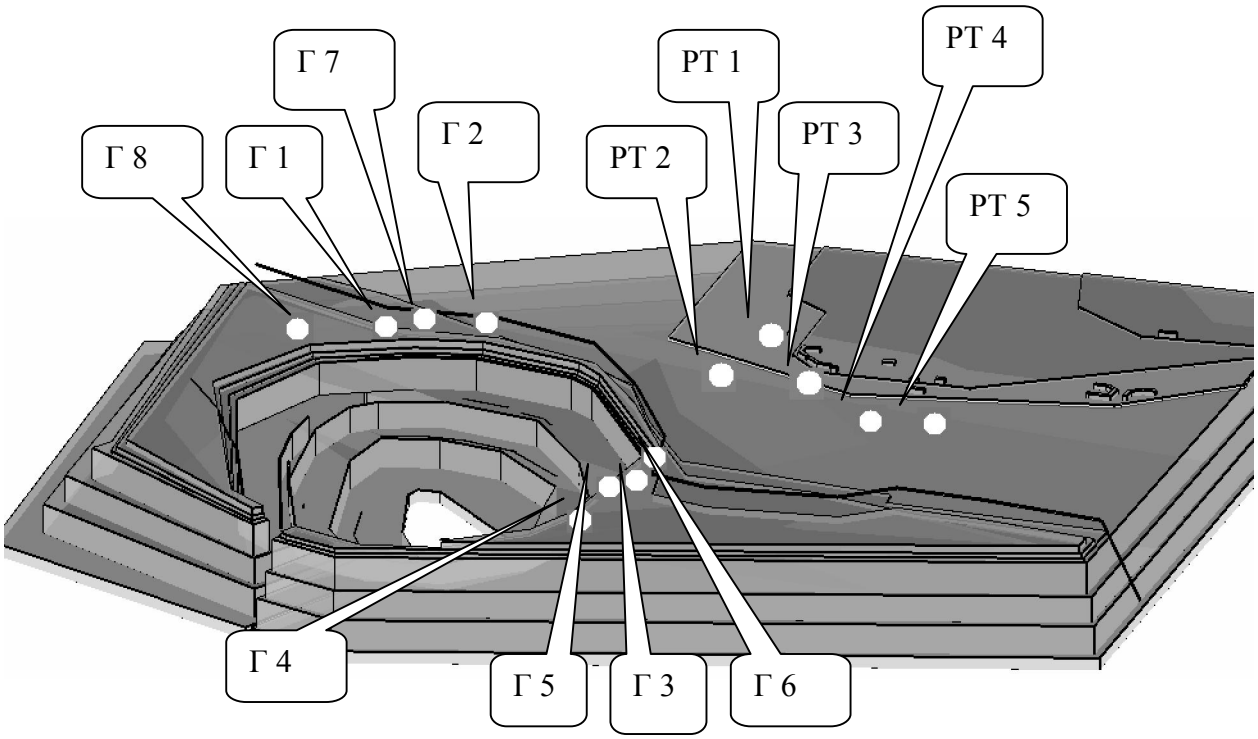


Рис. 2. Схема рельефа расчетной модели карьера

Схема расположения источников шума в карьере представлена на рисунке 3.

Расчет уровней звукового давления в расчетных точках и построение шумовых карт производились в соответствии с ГОСТ -31295.2-2005 на основе выражения [3]:

$$L_{fT}(DW) = L_W + D_C - A,$$

где Lw – октавный уровень звуковой мощности точечного источника шума относительно опорного значения звуковой мощности, равного 1 пВт, дБ; Dc – поправка учитывающая направленность точечного источника шума; А – затухание в октавной полосе частот при распространении звука от точечного источника шума к приемнику, дБ.

Полученные в результате расчета уровни звука в расчетных точках, соответствующих ближайшим жилым строениям, представлены в таблице 1. Схема расположения этих точек изображена на рисунке 2.

Таблица 1

Эквивалентные уровни звука (дБА) в расчетных точках на границе СЗЗ

Расчетные точки	РТ1	РТ2	РТ3	РТ4	РТ5
Результаты расчета по методу [1,3]	25,6	25,2	25,3	25,1	25,3

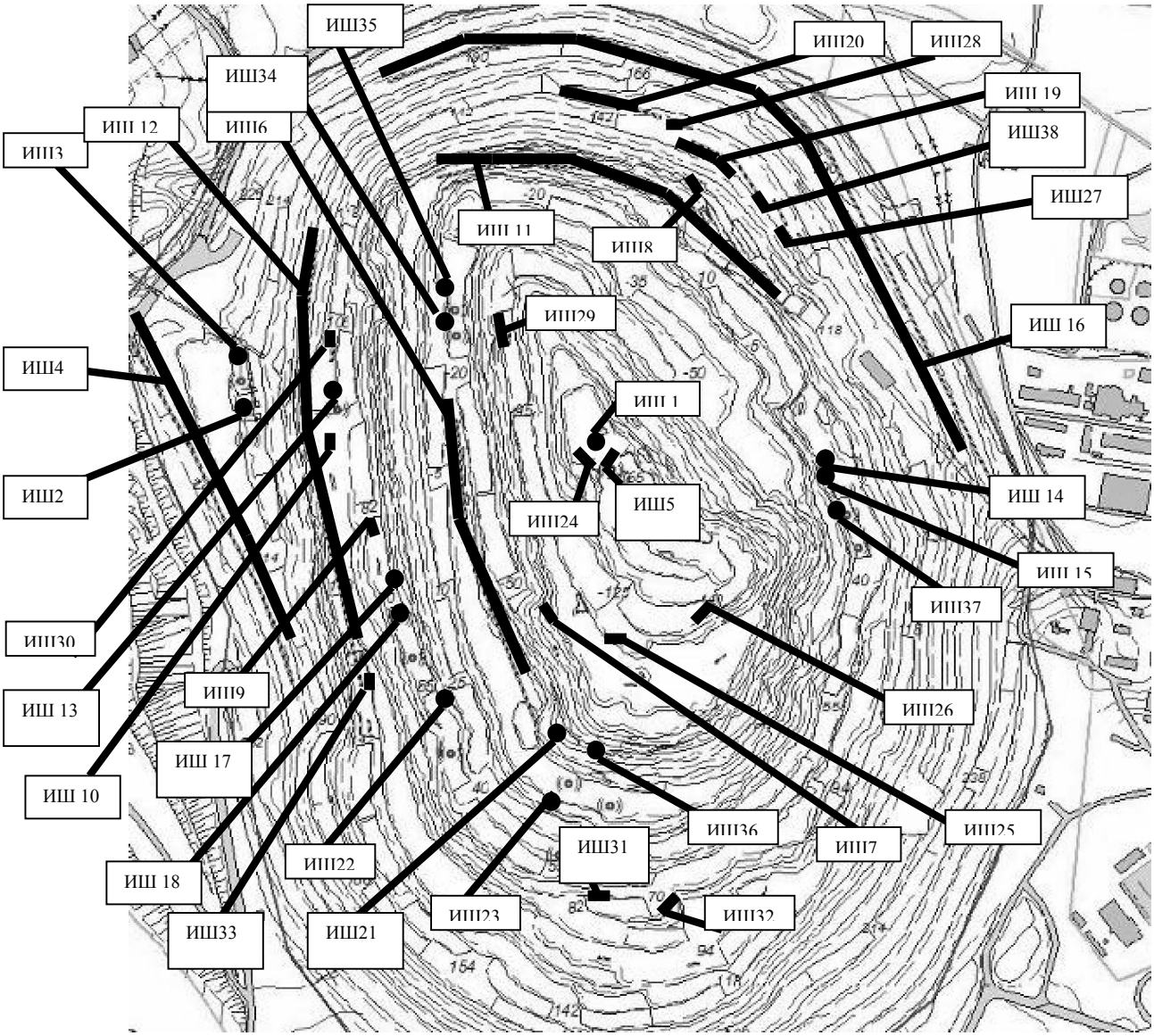


Рис. 3 Схема расположения источников шума в карьере

В таблице 2 приведено сравнение эквивалентных уровней звука в контрольных точках на краю карьера (Г1-Г8), полученных расчетным путем и на основе непосредственных измерений. Как видно, небольшие различия в этих уровнях свидетельствуют о достаточной достоверности разработанной расчетной модели.

Таблица 2

Эквивалентные уровни звука (дБА) на краю карьера

	Г1	Г2	Г3	Г4	Г5	Г6	Г7	Г8
Результаты расчета по методу [1,3]	64,9	63,5	56,6	56,6	45,9	45,3	56	57,2
Результаты измерений	66	62	57	58	45	44	57	57
Δ (разность расчетных и измеренных значений), дБА	-1,1	1,5	-0,4	-1,4	0,9	1,3	1,0	0,2

Метод расчета уровней звуковой мощности предприятия с множественными источниками шума

Второй метод расчет шума карьера предполагает его представление как предприятия с множественными источниками шума. В этом случае, в соответствии с ГОСТ-31297-2005, на основе измерений уровней звукового давления на измерительном контуре определяются уровни звуковой мощности карьера как единого источника. Подобный метод расчета предусматривает проведение измерений уровней звукового давления по контуру карьера в точках, равноудаленных от его границ.

Для реализации второго метода расчета шума были проведены измерения уровней шума на контуре карьера для оценки звуковой мощности карьера в целом. Измерения были выполнены в равномерно распределенных по контуру карьера равноудаленных от его границ точках, на двух контурах на краю карьера:

– в условиях прямой видимости всех источников шума;

– на удалении около 10 метров от края карьера, т.е., в условиях экранирования шума всей работающей в карьере техники.

Различие в максимальных значениях уровней звука составило от 60дБА до 74дБА.

В соответствии с методикой ГОСТ-31297-2005 был произведен расчет средних значений уровней звукового давления на измерительном контуре в октавных полосах частот от 31,5 до 8000 Гц и выполнен расчет октавных уровней звуковой мощности предприятия по выражению:

$$L_W = \overline{L}_P + \Delta L_S + \Delta L_F + \Delta L_M + \Delta L_\alpha$$

где Lp – рассчитанный ранее средний уровень звукового давления в октавной полосе;

ΔLs – поправка, учитывающая влияние площади измерительной поверхности; ΔLF, ΔLM – поправки учитывающие влияние ближнего поля и направленность микрофона;

ΔLά – затухание вследствие поглощения звука атмосферой.

Полученные уровни звуковой мощности для двух типов измерительных контуров различающиеся на 9дБА представлены в табл. 3.

Таблица 3

Уровни звуковой мощности карьера в октавных полосах частот

№ измерительного контура	Уровни звуковой мощности, дБ в окт. Полосах со среднегеометрическими частотами, Гц *									$LA_{экв}$ дБА
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Измерительный контур №1, Совпадающий с границей карьера	135	132	130	128	129	132	131	120	112	**136**
Измерительный контур №2, отстоящий от края на 10 м	130	127	126	123	122	122	121	116	110	**127**

Полученные уровни звуковой мощности карьера присваивались источнику, который расположен в акустическом центре рельефной модели карьера. Координаты акустического центра Хац и Yац в плоскости для случая с измерительным контуром №1 определены в соответствии с [4].

Высота акустического центра (точка А1 на рис.1) относительно края карьера определялась методом подбора. Корректировка высоты производилась относительно значений измеренных на краю карьера в условиях видимости всех источников, а также одного из измеренных значений в точке, удаленной от края на 10 метров.

Для случая с измерительным контуром №2 координаты акустического центра в плане были взяты те же, что и для первого контура. Высота относительно края карьера определялась из подобия треугольников «А1-О1-Г1» и «Г1-О2-Г2», исходя из известных расстояний от акустического центра до края карьера и от высоты расположения точки измерения (точка Г7). Схема вертикального разреза карьера представлена на рисунке 1.

Таким образом, в случае измерительного контура №1 акустический центр расположена на уровне «-293м» - ниже верхнего края карьера. В случае измерительного контура №2 – на уровне «-86м» - ниже верхнего края карьера.

Для обоих случаев определения УЗМ карьера в целом были рассчитаны уровни звука на границе СЗЗ, которые сопоставлены с результатами расчета по первому методу с учетом каждого источника шума в отдельности (табл.4). Результаты расчета уровней звука в контрольных точках на краю карьера для двух измерительных контуров и их сравнение с исходными измерительными данными представлены в таблице 5.

Таблица 4

УЗ в расчетных точках на границе СЗЗ

Метод расчета	РТ1	РТ2	РТ3	РТ4	РТ5
1. УЗ в расчетных точках для случая с расчетом от всех источников, дБА.	25,6	25,2	25,3	25,1	25,3
2а. УЗ в расчетных точках для случая с измерительным контуром №1, дБА.	25,7	25,5	25.1	24,5	24,2
2б. УЗ в расчетных точках для случая с измерительным контуром №2, дБА.	27,6	25,0	26,9	26,9	27,5

Таблица 5

УЗ (дБА) в расчетных точках на краю карьера и их сравнение с результатами измерений

Метод расчета	Г1	Г2	Г3	Г4	Г5	Г6	Г7	Г8
2а. Результаты расчета для измерительным контура №1	64	62	59,4	58,7			56,7	
Результаты измерений	**66**	**62**	**57**	**58**	**45**	**44**	**57**	**57**
Δ (разность расчетных и измеренных значений), дБА	-2	0	2,4	0,7			-0,3	
2б. Результаты расчета для измерительного контура №2					45,2	45,1	55,1	54,7
Δ (разность расчетных и измеренных значений), дБА					0,2	1,1	-1,9	-2,3
1. Результаты расчета с помощью ГОСТ 31295	64,9	63,5	56,6	56,6	45,9	45,3	56	57,2
Δ (разность расчетных и измеренных значений), дБА	-1,1	1,5	-0,4	-1,4	0,9	1,3	1,0	0,2

Как видно из представленных результатов, разности между расчетными значениями, полученными тремя методами и результатами измерений на краю карьера практически не превышают 2дБА, что подтверждает применимость метода расчета рудника, как источника, задаваемого одним значением УЗМ.

На основании проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

– уточнена методика расчета УЗМ открытого рудника как единого источника шума в части выбора положения измерительного контура и оценки высоты расположения акустического центра;

– шум от открытого рудника на прилегающую территорию может быть рассчитан, задавая УЗМ предприятия по ГОСТ 31297-2005 даже в случае, когда размеры карьера и дистанции измерений существенно превышают предельные значения, указанные в этом документе;

– метод расчета УЗ на границе СЗЗ по результатам определения УЗМ открытого рудника на основе измерения на краю карьера менее чувствителен к неопределенности расположения движущихся источников шума, чем метод расчета шума от каждого источника. Этот метод также обладает большей простотой и статистической достоверностью, т.к. измерения на множестве точек, расположенных на контуре и относящихся к одному источнику шума, проводятся гораздо более длительное время, чем длительность измерения шума каждой единицы карьерной техники;

– метод измерений УЗМ карьера на измерительном контуре, удаленном от края карьера достаточно прост, требует меньше временных затрат и меньшей квалификации от специалиста, выполняющего измерения.

Литература

1. Строительные нормы и правила СНиП 23-03-2003 "Защита от шума".
2. ГОСТ 31297-2005 "Шум. Технический метод определения уровней звуковой мощности промышленных предприятий с множественными источниками шума для оценки уровней звукового давления в окружающей среде".
3. ГОСТ 31295.2-2005 "Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета".
4. Тупов В.Б. Снижение шума от энергетического оборудования: учебное пособие для вузов. М., МЭИ,2005.

ОБРАТНЫЙ МЕТОД АКУСТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА САНИТАРНО–ЗАЩИТНЫХ ЗОН

Пименов И.К. [1], *Комарова Е.Г.* [1], *Ягло М.А.* [2]
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (1),
ООО "Акустическое бюро"Сайленс" (2)

Разработка санитарно-защитных зон (СЗЗ) промышленных предприятий является одним из видов организационных мероприятий по борьбе с шумом на селитебных территориях. При этом основой разработки является расчет шума на границе СЗЗ, основанный на прямых методах расчета, когда по известным характеристикам источников шума определяется величина акустического поля [1,2]. В основе такого подхода обычно используются результаты измерений уровня шума конкретных источников шума, выполненные непосредственно на территории действующего предприятии. Однако, выполнение таких измерений часто затруднено, а иногда невыполнимо ввиду невозможности разделения вкладов каждого источника шума в результирующие уровни шума.

В рассматриваемом методе предлагается выполнять измерения в произвольных точках, расположенных на территории предприятия с известными расстояниями до источников шума. Число точек измерения должно превышать количество источников шума. По результатам измерений уровней звука в выбранных точках, рассчитываются значения уровней звуковой мощности (УЗМ) источников шума, в предположении отсутствия экранирующих препятствий – решается обратная задача [2]. Затем, по известным УЗМ источников шума с учетом экранирующего влияния застройки рассчитываются уровни звука (УЗ) в точках измерений, которые сопоставляются с измеренными значениями. По величине полученных разностей УЗ корректируются значения УЗМ источников. Процедура корректирующих расчетов продолжается до получение заданной сходимости результатов расчета и измерения (например до ±2дБА в контрольных точках).

Таким образом, весь алгоритм расчета СЗЗ действующих предприятий предлагается разбить на 5 шагов.

1) На первом шаге производится инвентаризация источников шума, под которыми понимаются корпуса цехов и зданий, а также ярко выраженные источники шума, расположенные открыто на территории предприятия.

2) На втором шаге выполняются измерения шума в нескольких произвольных точках на территории предприятия, количество которых должно быть не менее числа источников шума. При этом, не важно какими источниками шума определяется суммарный шум в точках измерений, что существенно упрощает саму измерительную процедуру. Далее определяются координаты источников шума и точек измерений, с целью последующего определения расстояний от измерительных точек до источников шума.

3) По полученным в результате измерений уровням звукового давления и расстояниям с использованием обратного метода акустического расчета аналитическим путем определяются УЗМ источников шума в предположении отсутствия влияния экранирующих препятствий.

4) Созданная на основе обратного метода акустическая модель предприятия в виде определенным образом расположенных источников с заданной величиной УЗМ корректируется с учетом влияния экранирующих препятствий. В основу корректировки заложено сопоставление результатов расчета УЗ в точках измерений с данными, полученными непосредственно в ходе измерений. При этом прямой расчет выполняется на основе использования современных программных комплексов по расчету внешнего шума, позволяющих достаточно просто учитывать эффекты экранирования шума препятствиями различной конфигурации. Разность между результатами измерений и расчета УЗ в указанных точках, является «невязкой», на которую корректируются УЗМ ближайших источников. Указанная процедура является итерационной и прекращается при достижении указанной разности наперед заданного значения, например, 3дБА для всех точек измерений.

5) По откорректированным значениям УЗМ источников шума рассчитываются значения УЗ на границе СЗЗ на основе прямых методов [1,2].

Математическое решение обратной задачи состоит в определении коэффициентов дифференциальных уравнений квадратичного функционала между измеренными и расчетными значениями интенсивности звука в точках измерений (для n точек измерений и m источников шума):

$$F(n,m) = \sum_{n} (In - \sum_{m} \mathrm{Im})^2 \qquad (1)$$

где *In*[Вт/м2] –значения интенсивности звука, определенные из измеренного звукового давления в n точках, которые рассчитываются по формуле[4]:

$$In = \frac{P^2}{\rho \cdot c},$$

где ρ – плотность среды (кг/м^3); P – звуковое давление в точке измерения (Па);c – скорость звука в среде (м/с).;

Im– рассчитанные значения интенсивности для m источников (Вт/м2), которые определяются как: $\mathrm{Im} = \frac{W}{2 \cdot \pi \cdot r^2}$ для случая расположения источника шума на звукоотражающей поверхности, где r – расстояние от источника m до точки измерения n (м); W – акустическая мощность источника (Вт).

Неизвестными значениями являются значения звуковой мощности источников W. Для их определения найдем минимум функционала F. Минимум функции нескольких переменных достигается при условии равенства нулю ее частных производных:

$$\frac{d}{dW_m} \cdot F = 0 \qquad (2)$$

Таким образом, получена система линейных алгебраических уравнений, состоящая из m уравнений с m неизвестными, из которой определяются значения Wm.

Из вышесказанного видно, что в общем виде этот традиционный алгоритм достаточно прост и применим к большому числу источников шума. Аналогичный подход с использованием обратный метода расчета приведен в ГОСТ 30530-97 для определения шумовых характеристик машин по результатам измерений звукового поля в произвольных точках в пределах одного цеха предприятия [9]. Однако эта простота сохраняется только при отсутствии учета эффектов экранирования шума на путях его распространения, которое весьма значительно в практических приложениях.

Первая тестовая задача, на которой был апробирован разработанный обратный метод расчета, включает в себя 5 известных источников шума и 7 точек измерений, расположенных на плоской поверхности без экранирующих препятствий. На рисунке 1 представлена модель тестовой задачи, реализованная в программном комплексе АРМ «Акустика».

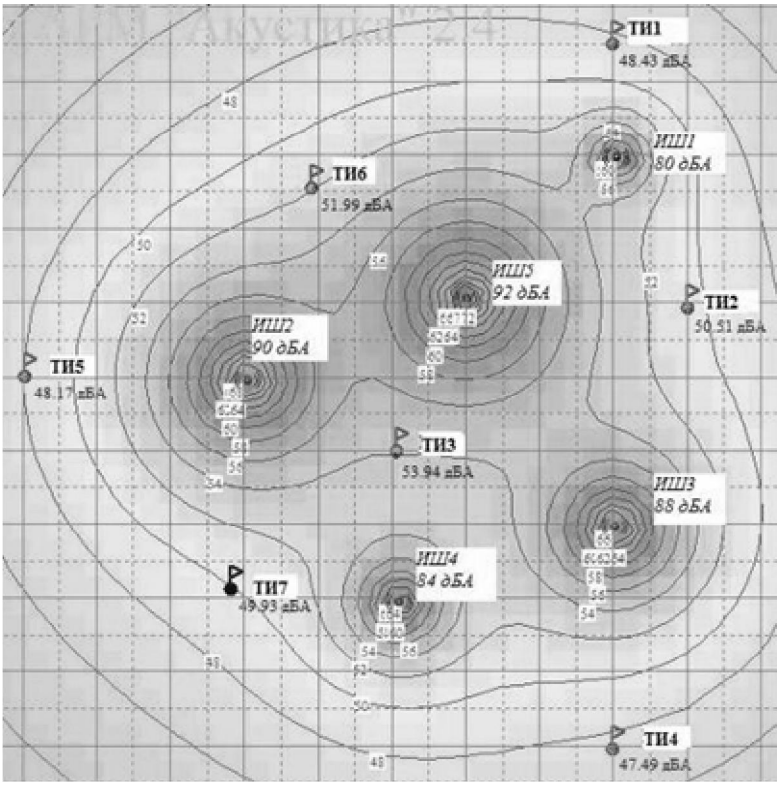


Рис. 1 – Модель первой тестовой задачи
ТИ – точки «измерений», ИШ – источники шума

Выражение для квадратичного функционала тестовой задачи с 5-ю источниками шума принимает следующий вид:

$$F(W_1, W_2, W_3, W_4, W_5) = \sum_{k=1}^{7} (I_k - (\frac{W_1}{2 \cdot \pi \cdot (r_{1,k})^2} + \frac{W_2}{2 \cdot \pi \cdot (r_{2,k})^2} + \\ + \frac{W_3}{2 \cdot \pi \cdot (r_{3,k})^2} + \frac{W_4}{2 \cdot \pi \cdot (r_{4,k})^2} + \frac{W_5}{2 \cdot \pi \cdot (r_{5,k})^2})) \quad (3)$$

После дифференцировании этого выражения по каждому значению звуковой мощности Wm и приравнивании полученного результата нулевому значению получим систему алгебраических уравнений с 5 неизвестными.

Решение системы алгебраических уравнений реализовано в среде MathCad и производиться путем обращения матрицы коэффициентов по формуле:

$$W_m = [A]^{-1}_{m \times m} \times [B]_{m \times 1}$$

где А - матрица коэффициентов при W; В – матрица целых значений.

Сравнение полученных результатов расчета УЗМ, выполненных обратным методом в пакете MathCad с истинными значениями УЗМ источников (которые изначально заданы в тестовой задаче) приведено в таблице 1:

Сопоставление УЗ рассчитанных с использованием обратного метода и «измеренных» в точках наблюдений приведено в таблице 2:

Таблица 1

Истинные и рассчитанные на основе обратного метода значения УЗМ источников для 1-ой тестовой задачи

ИШ	Истинные УЗМ (дБА)	Рассчитанные УЗМ (дБА)	Разность (дБА)
1	80	81	1
2	90	89	-1
3	88	83	-5
4	84	86	2
5	92	92	0

Таблица 2

Рассчитанные обратным методом и «измеренные» /заданные значения УЗ в точках наблюдений для 1-ой тестовой задачи

ТИ	«Измеренные»/заданные УЗ,дБА	Рассчитанные обратным методом УЗ (дБА)	Разность (дБА)
1	49	48	-1
2	50	50	0
3	54	54	0
4	48	48	0
5	47	46	-1
6	52	52	0
7	50	50	0

Несмотря на заметное различие УЗМ источников, связанное с пренебрежением затуханием звука в атмосфере при использовании обратного метода, расчетные значения УЗ в точках наблюдений отличаются от «измеренных» не более 1дБА.

Однако, в решении тестовой задачи не учитывались здания и экранирование ими шума. При расчете СЗЗ промышленного предприятия мы не вправе их не учитывать, так как экранирование сильно влияет на шум на границе СЗЗ. На рис. 2 представлена модель второй тестовой задачи, являющейся продолжением первой, но дополненная девятью препятствиями, моделирующими производственные корпуса.

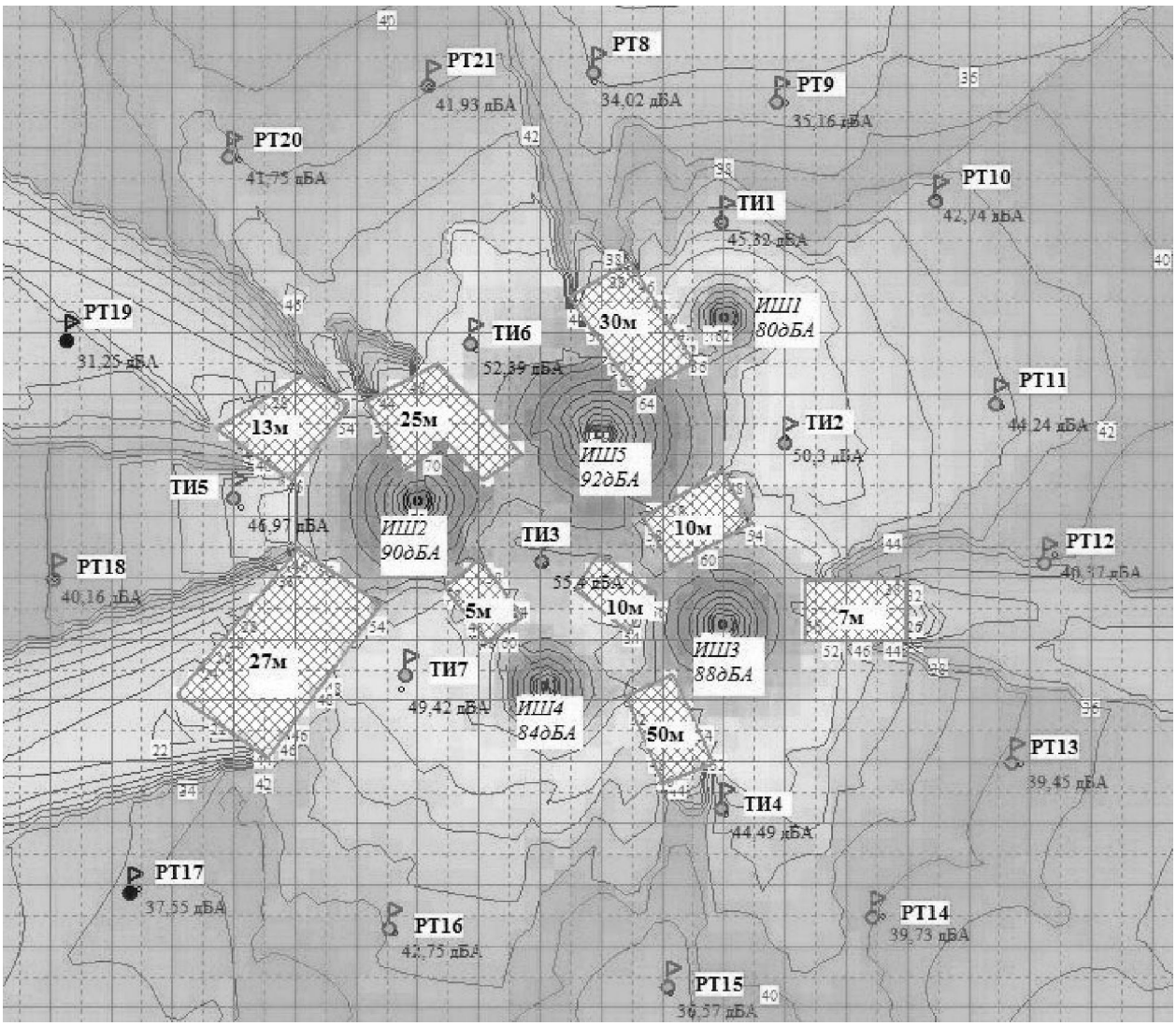


Рис. 2. Модель второй тестовой задачи.
ТИ – точки измерений, ИШ – источники шума, РТ – точки на границе СЗЗ.

Сравнение полученных с использованием обратного метода результатов расчета УЗМ с истинными значениями УЗМ источников представлено в таблице 3.

Таблица 3

Истинные и рассчитанные на основе обратного метода значения УЗМ источников для 2-ой тестовой задачи

ИШ	Истинные УЗМ (дБА)	Рассчитанные УЗМ (дБА)	Разность (дБА)
1	80	84	4
2	90	78	-12
3	88	79	-9
4	84	89	5
5	91	93	2

В таблице 4 (графа 4) показана разность УЗ в точках наблюдений между «измеренными» и рассчитанными обратным методом в среде MathCad без учета экранирования.

Таблица 4

Рассчитанные обратным методом и измеренные/заданные значения УЗ (дБА) в точках наблюдений для 2-ой тестовой задачи

ТИ	Измеренные/ заданные УЗ, дБА	Рассчитанные обратным методом УЗ (без корректировки УЗМ)	Разность УЗ на 0-ом шаге, дБА	Рассчитанные обратным методом УЗ с 2-мя шагами корректировки УЗМ	Разность УЗ на 2-ом шаге, дБА
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
1	43	46	-3	46	-3
2	50	50	0	51	1
3	54	54	0	54	0
4	47	41	6	46	1
5	45	39	6	42	3
6	50	51	-1	51	-1
7	49	49	0	50	-1

Значительная разница между результатами расчета и измерений (до 6дБА) связана с тем, что в алгоритме расчета на данном шаге нет учета экранирования шума препятствиями. При решении обратной задачи в среде Mathcad можно в выражения для расчета УЗМ ввести члены, учитывающие эффекты экранирования, но вид этих дополнительных членов и параметры, их определяющие будут индивидуальны для каждой пары «источник шума- расчетная точка». Это не позволяет записать решение обратной задачи в универсальном матричном виде, что приведет к большой громоздкости и трудоемкости реализации метода. Поэтому учет эффектов акустического экранирования целесообразнее отнести на стадию применения прямого шага расчета с использованием уже готовых

программных продуктов, а получающиеся расхождения между расчетными и экспериментальными данными минимизировать использованием итерационной процедуры расчета.

Используемое программное обеспечение АРМ - Акустика позволяет вычленить вклад каждого источника для интересующей точки контроля, в том числе идентифицировать преобладающий источник шума для каждой точки наблюдения. По разнице между измеренными и рассчитанными значениями в точках наблюдений корректируется УЗМ определяющих источников шума.

Полученные после 2-х шагов итерации в «АРМ-Акустика» результаты расчета УЗ в контрольных точках и их сопоставление с измеренными значениями приведены в графах5 и 6 таблицы 4.

В таблице 5 представлено сравнение УЗ на границе СЗЗ, удаленной от границы предприятия на 50м, полученных прямым и обратным (с 2-мя итерационными шагами) методами в рамках второй тестовой задачи. Расположение расчетных точек приведено на рис.2. Видно, что значения отклонения составляют не более 3 дБА, что вполне удовлетворительно с практической точки зрения, хотя сходимость результатов можно усилить, используя дальнейшие итерационные шаги в рамках изложенного метода.

Таблица 5

Значения УЗ на границе СЗЗ для второй тестовой модели

РТ	Рассчитанные прямым методом УЗ (дБА)	Рассчитанные обратным методом УЗ (дБА)	Разность (дБА)
8	35	38	-3
9	36	39	-3
10	43	44	-1
11	44	45	-1
12	37	39	-2
13	40	37	3
14	40	39	1
15	38	41	-3
16	42	44	-2
17	38	40	-2
18	40	39	1
19	30	33	-3
20	42	42	0
21	42	43	-1

Последний расчетный пример, иллюстрирующий работоспособность метода относится к расчету шума на границе СЗЗ порта «Экономия» в г. Архангельске.

Расположение источников шума и 18 точек измерений (11-28), а также 10 расчетных точек на границе СЗЗ (1-10) приведено на **Ошибка! Источник ссылки не найден.**.

В таблице 6 представлена разность между измеренными значениями и результатами расчета УЗ обратным методом в точках измерений:

– в графе 4 показана разность между измеренными и рассчитанными обратным методом УЗ на «0»-ом шаге итерации без коррекции УЗМ источников шума;

– в графе 6 показана разность между измеренными и рассчитанными обратным методом УЗ на «3»-ом шаге итерации с коррекцией УЗМ источников шума.

Разность между результатами расчета УЗ на границе СЗЗ прямым методом и обратным представлена в таблице 7.

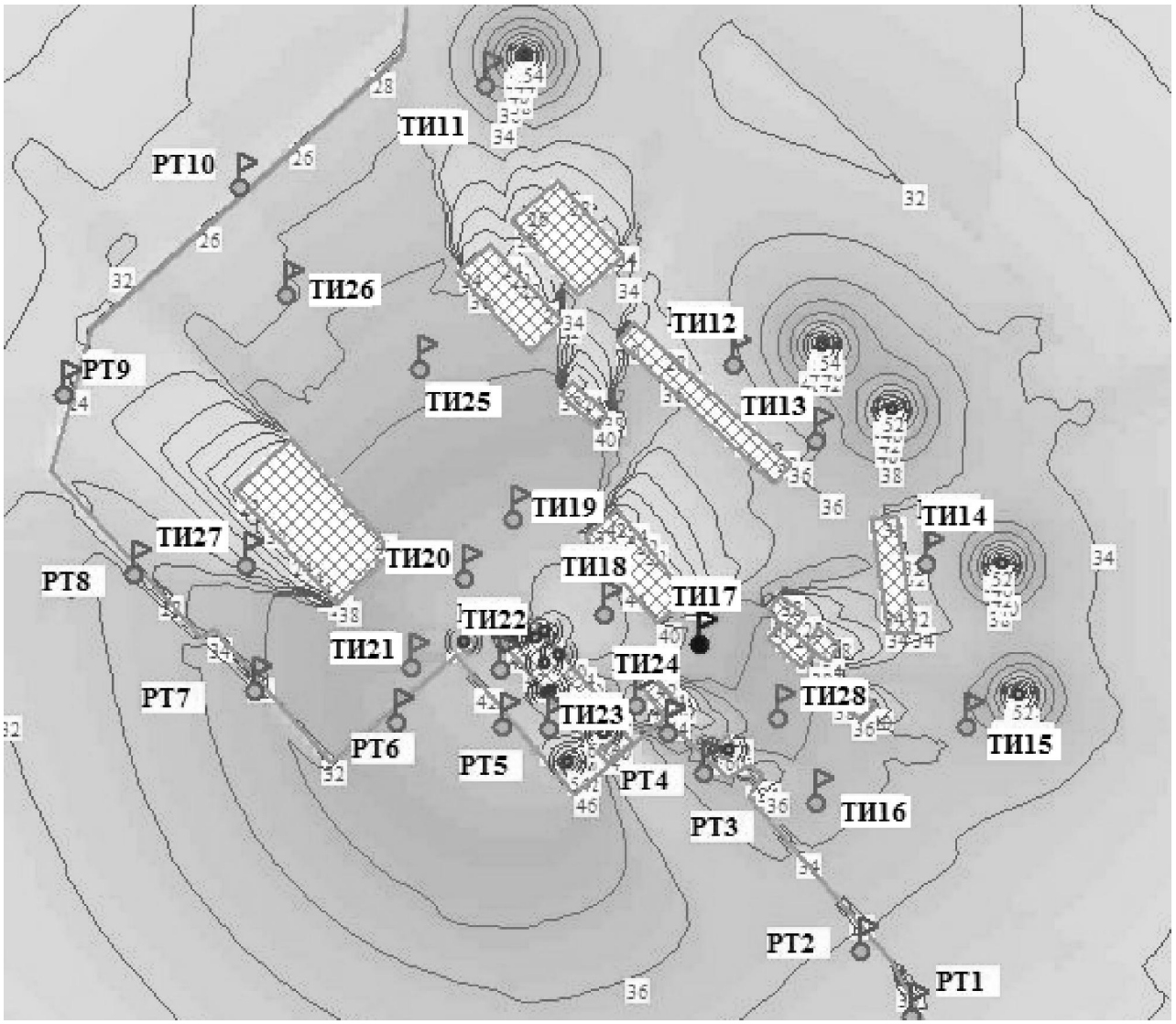


Рис. 3. Модель порта в г.Архангельск

Таблица 6

Рассчитанные обратным методом и измеренные значения УЗ (дБА) в точках наблюдений на территории порта в г.Архангельск

ТИ	Измеренные УЗ	Рассчитанные обратным методом УЗ без корректировки УЗМ	Разность на 0-ом шаге, дБА	Рассчитанные обратным методом УЗ с 3-мя шагами корректировки УЗМ	Разность на 3-ем шаге, дБА
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
11	37	51	14	37	0
12	33	49	16	34	1
13	35	49	14	36	1
14	34	46	12	36	2
15	37	55	18	36	-1
16	37	56	19	36	-1
17	41	65	24	41	0
18	45	72	27	47	2
20	43	64	21	45	2
21	41	62	21	38	-3
22	44	71	27	45	1
23	45	74	29	48	3
24	45	67	22	46	1
25	37	60	23	38	1
28	34	56	22	34	0

Таблица 7

Значения УЗ на границе СЗЗ для порта в г.Архангельск

РТ	Рассчитанные прямым методом УЗ (дБА)	Рассчитанные обратным методом УЗ на 3-ем шаге корректировки (дБА)	Разность (дБА)
1	39	38	-1
2	38	37	-1
3	34	32	-2
4	32	31	-1
5	43	43	0
6	41	41	0
7	35	37	2
8	31	30	-1
9	24	22	-2
10	27	27	0

После трех шагов итерационной настройки акустической модели порта в г. Архангельск, по результатам измерения шума на его территории, расчетные значения, полученные прямым и обратным методами, практически совпали. На

границе СЗЗ разность между рассчитанными двумя методами УЗ лежит в пределах ±2дБА.

Разработанный метод акустического расчета СЗЗ позволяет решить многие проблемы при проведении измерений шумовых характеристик источников шума в эксплуатационных условиях: выделения определенного источника из группы близкорасположенных, труднодоступность источника шума для проведения измерений вблизи него, трудоемкость замеров и высокая квалификация специалистов, выполняющих акустические измерения.

Литература

5. Строительные нормы и правила СНиП 23-03-2003 "Защита от шума".
6. ГОСТ 31295.2-2005 "Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета".
7. ГОСТ 31297-2005 "Шум. Технический метод определения уровней звуковой мощности промышленных предприятий с множественными источниками шума для оценки уровней звукового давления в окружающей среде".
8. Иванов Н. И.Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424с.
9. ГОСТ 30530-97 «Шум. Методы расчета предельно допустимых шумовых характеристик стационарных машин».

УРАВНЕНИЯ ЛИНЕЙНОЙ РЕГРЕССИИ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАССАЖИРСКИХ ПОЕЗДОВ

Цукерников И.Е., Хасс Р.
НИИСФ РААСН, Москва Россия

Получена аналитическая зависимость эквивалентного уровня звука от длины поезда. Записаны уравнения линейной регрессии для максимального и эквивалентного уровней звука. Коэффициенты уравнений получены из результатов измерений.

1. Введение

Железнодорожный транспорт создает в окружающей застройке повышенные уровни шума в круглосуточном режиме, что в большинстве случаев приводит к нарушению шумового комфорта в ночное время. Этот шум вызывает справедливые жалобы населения. В принятом в июле 2010 техническом регламенте «О безопасности железнодорожного подвижного состава» [1] установлено требование: «Уровень внешнего шума от железнодорожного подвижного состава не должен превышать допустимых значений. Для выполнения этого требования необходимо на этапе проектирования железных дорог, разработке и вводе в эксплуатацию подвижного состава проводить расчеты ожидаемых уровней шума на селитебных территориях, примыкающих к железнодорожным линиям и при необходимости разрабатывать меры по снижению шума, действующего на население, например за счет установки вдоль железнодорожных путей шумозащитных экранов. В этой связи важное значение имеет надежность методов расчета шума от железнодорожного транспорта и правильность определения шумовых характеристик поездов.

Поскольку шум, создаваемый железнодорожным транспортом, носит явно выраженный непостоянный характер изменения во времени, оценка его на соответствие допустимым уровням в соответствии с СН 2.2.4/2.1.8.562 [2] проводится одновременно по эквивалентному и максимальному уровням звука, и шумовыми характеристиками потоков железнодорожных поездов в соответствии с ГОСТ 20444 [3] и СНиП 23-03 [4] являются эквивалентный и максимальный уровни звука, определенные на расстоянии 25 м от оси ближнего пути на высоте 1,5 м от уровня земли.

Выражения для определения максимальных и эквивалентных уровней звука в точках, удаленных от оси ближнего пути в направлении перпендикуляра к нему на расстояние d, даны в действующем на территории Российской Федерации своде правил СП 23-104 [4]. В соответствии с ними пространственная зависимость максимальных уровней звука представлена как $10lg(arctg(l/(2d)d_0/d))$ (где l – длина поезда, м; d_0=1 м), а для эквивалентного уровня – как $10lg(l/d)$. Зависимость для эквивалентного уровня соответствует линейному источнику бесконечной длины и может в ряде случаев приводить к противоречиям. Так при удалении расчетной точки от железнодорожного пути может быть найдено расстояние, начиная с которого значения эквивалентного уровня звука оказываются больше значений максимального уровня, что противоречит физическому смыслу рассматриваемых характеристик. Более того это противоречие возникает уже для шумовых характеристик грузовых поездов, имеющих длину более 1000 м и движущихся со скоростью v не более 25 км/ч, для которых выполняется неравенство $l > 37{,}2\ v$.

Для устранения возможности возникновения такого противоречия в докладе получено аналитическое выражение для пространственной зависимости эквивалентного уровня звука. В предположении, что фактором, определяющим излучаемую удельную звуковую мощность, является скорость движения источника, записаны уравнения линейной регрессии для максимального и эквивалентного уровней звука A. Коэффициенты уравнений получены из результатов измерений уровней звука A, выполненных на участках Октябрьской железной дороги.

2. Шумовые характеристики поездов

В практике оценки транспортного шума принято в качестве модели поезда рассматривать линейный источник конечной длины l над акустически жесткой поверхностью, состоящий из равномерно распределенных некогерентных ненаправленных синфазно колеблющихся точечных источников. Обозначая удельную корректированную звуковую мощность такого источника через W_A, Вт/м, получают для максимального уровня звука на расстоянии d = 25 м выражение [5].

$$L_{pA\max,25} = L_{WA} - 10\lg\left(arctg\frac{l}{50}\right) - 19\ . \qquad (1)$$

Принимая скорость движения линейного источника v, км/ч, для эквивалентной корректированной интенсивности звука в течение интервала наблюдения $T = l/v$, с, равного времени прохождения источника мимо точки наблюдения, удаленной от источника на расстояние d, м, получаем выражение:

$$I_{Aeq} = \frac{v}{l}\int_0^{l/v}\int_0^{l}\frac{W_A}{2\pi\left((x-vt)^2+d^2\right)}dxdt = \frac{W_A}{\pi l}\left(\frac{l}{d}arctg\frac{l}{d}-\frac{1}{2}\ln\left(\left(\frac{l}{d}\right)^2+1\right)\right). \quad (2)$$

При выводе выражения (2) использована формула (2.822) таблиц [6] для нахождения интеграла по времени от $arctg(vt/d)$.

В результате для эквивалентного уровня звука на расстоянии 25 м от источника получаем:

$$L_{pAeq,25} = 10\lg W_A + 10\lg\left(arctg\frac{l}{25}-\frac{12{,}5}{l}\ln\left(\left(\frac{l}{25}\right)^2+1\right)\right)-19. \quad (3)$$

3. Уравнения линейной регрессии для шумовых характеристик

Основным источником шума поездов, движущихся со скоростью менее 250 км/ч, является шум качения, порождаемый соударениями колесо-рельс. Удельная звуковая мощность W_A в этом случае зависит от различных параметров: скорости движения поезда v, инерционных ρ, жесткостных K и поглощающих δ характеристик колеса и рельса, шероховатости h_p рельса и пр. [7]. Предполагая зависимость от v доминирующей, аппроксимируем ее регрессионным уравнением, т.е заменим $10\lg W_A$ в выражениях (1) и (3) суммой $a\lg v+b$.

Коэффициенты a и b определим из результатов измерения $L_{pA\max,25}$ и $L_{pAeq,25}$ для пассажирских поездов, выполненных НИИСФ РААСН на участках Октябрьской железной дороги в пределах от Ленинградского вокзала (г. Москва) до станции Алабушево, значения которых приведены в табл. 1.

В результате обработки данных получены следующие уравнения:

для максимального уровня

$$L_{pA\max,25} = 24\lg v + 10\lg\left(arctg\frac{l}{50}\right)+41{,}2\,, \quad (4)$$

для эквивалентного уровня

$$L_{pAeq,25} = 25{,}3\lg v + 10\lg\left(arctg\frac{l}{25}-\frac{12{,}5}{l}\ln\left(1+\left(\frac{l}{25}\right)^2\right)\right)+34\,. \quad (5)$$

Коэффициент корреляции, показывающий меру линейной зависимости между значениями $10\lg v_j$ и значениями $L_{pA\max,25j}-10\lg\left(arctg\left(l_j/50\right)\right)$ и $L_{pAeq,25j}-10\lg\left(arctg\frac{l_j}{25}-\frac{12{,}5}{l_j}\ln\left(1+\left(\frac{l_j}{25}\right)^2\right)\right)$, j=1,…,56, составил 0,77 и 0,78 соответственно.

Таблица 1

Результаты измерений уровней звука и скоростей движения пассажирских поездов на участках Октябрьской железной дороги

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8
v, км/ч	20	22	23	25	23	25	28	36
l, м	400	300	475	300	500	425	400	325
$L_{pA\max,25}$, дБA	78,0	80,3	75,1	73,3	75,2	76,5	75,6	77,5
$L_{pAeq,25}$, дБА	73,3	70,9	70,7	68,5	70,2	67,4	68,0	73,4
№ п/п	9	10	11	12	13	14	15	16
v, км/ч	37	40	41	45	45	45	46	47
l, м	175	325	425	300	400	400	300	300
$L_{pA\max,25}$, дБA	82,4	80,6	84,2	81,0	83,9	80,1	81,2	86,9
$L_{pAeq,25}$, дБА	77,2	76,2	81,2	78,6	76,1	76,2	77,3	80,6
№ п/п	17	18	19	20	21	22	23	24
v, км/ч	47	50	50	50	52	52	45	52
l, м	400	300	300	375	200	300	300	325
$L_{pA\max,25}$, дБA	84,0	78,8	80,5	90,1	84,2	81,4	78,4	77,6
$L_{pAeq,25}$, дБА	78,4	73,7	75,6	85,6	80,7	75,7	75,5	73,7
№ п/п	25	26	27	28	29	30	31	32
v, км/ч	55	56	56	56	58	58	58	60
l, м	375	350	375	400	300	325	400	350
$L_{pA\max,25}$, дБA	82,5	83,2	84,3	85,0	84,3	79,8	81,4	82,5
$L_{pAeq,25}$, дБА	77,3	77,3	79,6	79,1	78,4	72,5	75,7	78,7
№ п/п	33	34	35	36	37	38	39	40
v, км/ч	60	60	60	62	64	64	64	67
l, м	400	425	175	300	350	350	425	350
$L_{pA\max,25}$, дБA	83,5	82,3	89,5	84,3	85,3	87,9	93,2	87,3
$L_{pAeq,25}$, дБА	78,9	78,3	84,3	78,3	80,5	84,0	86,3	81,2
№ п/п	41	42	43	44	45	46	47	48
v, км/ч	67	67	69	69	70	72	72	72
l, м	400	400	300	400	350	300	425	425
$L_{pA\max,25}$, дБA	85,1	84,3	84,2	88,5	88,0	92,5	85,8	91,3
$L_{pAeq,25}$, дБА	80,8	77,3	76,5	82,5	83,5	87,5	80,1	86,7
№ п/п	49	50	51	52	53	54	55	56
v, км/ч	73	73	75	75	75	75	75	75
l, м	375	450	350	375	450	450	450	500
$L_{pA\max,25}$, дБA	88,5	86,2	89,0	86,7	87,5	88,3	92,7	92,8
$L_{pAeq,25}$, дБА	81,4	82,1	84,7	81,9	82,3	82,9	88,0	87,9

4. Выводы

Полученное аналитическое представление пространственной зависимости эквивалентного уровня звука соответствует реальному характеру изменения звукового поля поезда. Вблизи поезда оно описывает поле бесконечного линейного источника с ослаблением на 3 дБ при удвоении расстояния, переходя к сферическому распространению при удалении в дальнюю зону на расстояния, существенно превышающие длину поезда, и свободно от возможности возникновения отмеченного во введении противоречия.

Уравнения линейной регрессии для шумовых характеристик пассажирских поездов могут быть рекомендованы для практических расчетов и включены в национальный стандарт России «Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом» разрабатываемый по заданию ОАО «РЖД» в 2010 – 2011 г.г.

Авторы признательны В.А. Аистову за предоставленные результаты измерений шума поездов.

Литература

1. 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. - М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997.
2. ГОСТ 20444-85. Шум. Транспортные потоки. Методы измерения шумовой характеристики. (Переиздание 1994 г.)
3. СНиП 23-03-2003: Строительные нормы и правила Российской Федерации. Защита от шума. Госстрой России, М.: 2004.
4. СП 23-104-2004. Оценка шума при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена. Госстрой России, М.: 2004.
5. Handbook of noise and vibration control/ Edited by Malcolm J. Crocker. John Wiley & Sons Inc., Hoboken, New Jersey, USA, 2007, Chapter 5.
6. Градштейн И.С. и Рыжик И.М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. М.: Наука, 1971.
7. Noise and vibration from high-speed trains. Ed. By V.V.Krylov. Department of Civil and Engineering Nottingham Trent University, published by Thomas Telford Publishing. 2001.

РАСЧЕТ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА. ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Комкин А.И.
МГТУ им.Н.Э.Баумана, Москва, Россия

Глушители шума находят самое широкое применение в различных областях технике, и в частности для снижения шума энергетических установок, которые являются основными источниками шума в условиях города.

Для оценки акустических характеристик глушителей шума используются как экспериментальные, так и расчетные методы исследований.

На начальном этапе становления инженерной науки о практическом использования глушителей шума для снижения газодинамического шума различного рода машин и оборудования основное внимание уделялось экспериментальным методам исследования, как наиболее надежным по достоверности получаемых результатов, хотя и самым трудоемким.

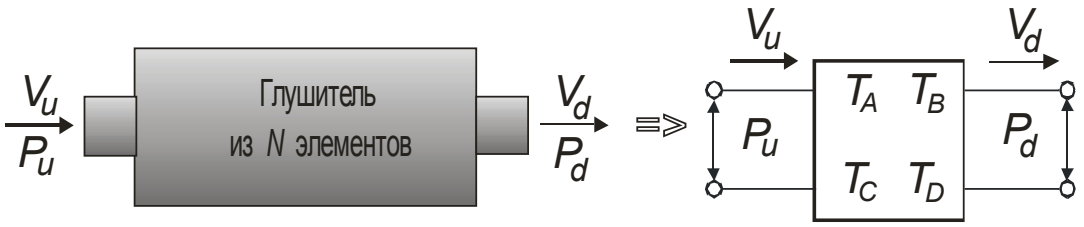
Расчетным методам исследования глушителей шума стали уделять внимание почти одновременно с их появлением, как с целью понимания физики процессов снижения шума, так и с целью повышения акустической эффективности глушителей. К расчетным относятся метод электроакустических аналогий, метод передаточных матриц; численные методы конечных и граничных элементов.

Первой обстоятельной работой, в которой исследовались акустические характеристики глушителей шума как теоретически, так экспериментально относится к 50 годам прошлого века [1]. Обзоры работ по расчету глушителей шума выполнены в [2−6].

Исторически первым методом расчета глушителей шума явился метод электроакустических аналогий, согласно которому глушители являются своего рода акустическими фильтрами, которые в свою очередь могут рассматриваться как аналоги соответствующих электрических фильтров, расчеты которых хорошо проработаны в электротехнике. Возникновение этого метода можно связать с появлением работ Стюарта в двадцатых годах прошлого столетия [7]. И далее на протяжении полувека он находил довольно широкое применение. Некоторой вариацией этого метода является метод цепных дробей [8], однако в настоящее время он практически не применяется.

Метод передаточных матриц, по сути, является дальнейшим развитием метода электроакустических аналогий, но в отличие от последнего не требует перехода от акустического к электрическому фильтру, что существенно повышает возможности метода и его эффективность. Книга Б.К. Шапиро [9], вышедшая в 1943 году и являющаяся, пожалуй, первой большой работой, посвященной расчету глушителей шума методом передаточных матриц, но которая, к сожалению, за рубежом осталось не замеченной. Из более поздних книг, касающихся этой темы, отметим работу [10].

Существо метода отражено на рис. 1. При этом глушитель рассматривается как акустический фильтр и представляется в виде эквивалентного четырехполюсника, характеризующегося матрицей передачи с коэффициентами T_A, T_B, T_C, T_D, которая связывает параметры звуковых волн (звуковое давление P и колебательную скорость V) на входе и выходе глушителя. Сам глушитель разбивается на ряд последовательно соединенных между собой более простых элементов, а его матрица передачи определяется путем перемножения матриц передачи составляющих его элементов.



$$\begin{bmatrix} T_A & T_B \\ T_C & T_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{A1} & T_{B1} \\ T_{C1} & T_{D1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{A2} & T_{B2} \\ T_{C2} & T_{D2} \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} T_{AN} & T_{BN} \\ T_{CN} & T_{DN} \end{bmatrix}$$

Рис. 1. Расчет глушителей методом передаточных матриц

Основная проблема при реализации этого метода как раз и состоит в определении на основе математического моделирования характеристик (матриц передачи) типовых элементов (модулей), из которых в дальнейшем могут составляться различные конфигурации глушителей шума. Когда глушитель имеет более сложную конфигурацию, применение этого метода становится затруднительным. Вместе с тем в последнее время появляются работы, в которых рассматриваются алгоритмы применения этого метода к глушителям более общих конфигураций [11].

В целом же следует отметить два несомненных преимущества использования передаточных матриц. Во-первых, это возможность реализации модульного подхода к расчету и проектированию глушителей шума, что позволяет оперативно исследовать акустические характеристики глушителей шума с широким спектром конфигураций и синтезировать таким путем глушители с заданными характеристиками. Во-вторых, это возможность использования в матрицах передачи безразмерных параметров, что позволяет вначале исследовать при решении вопросов оптимизации глушители-прототипы, а уже затем переходить к глушителю с реальными геометрическими размерами.

Наряду с аналитическими методами расчета глушителей шума все более широко, начиная с середины 70-х годов прошлого века, начинают использоваться численные методы конечных и граничных элементов [12]. В настоящее

время реализацию такого подхода наиболее часто осуществляют с помощью пакета программ «Sysnoise».

Метод конечных элементов имеет то несомненное преимущество, что он в принципе позволяет моделировать глушители очень сложной конфигурации. Основу метода составляет разбиение объема глушителя на множество малых элементарных объемов — конечных элементов (рис. 2). Для каждого такого элемента записывается приближенное уравнение относительно неизвестной амплитуды звукового давления. Сопрягая решения для всех конечных элементов, с помощью вариационных методов находят звуковые давления в каждом элементарном объеме глушителя.

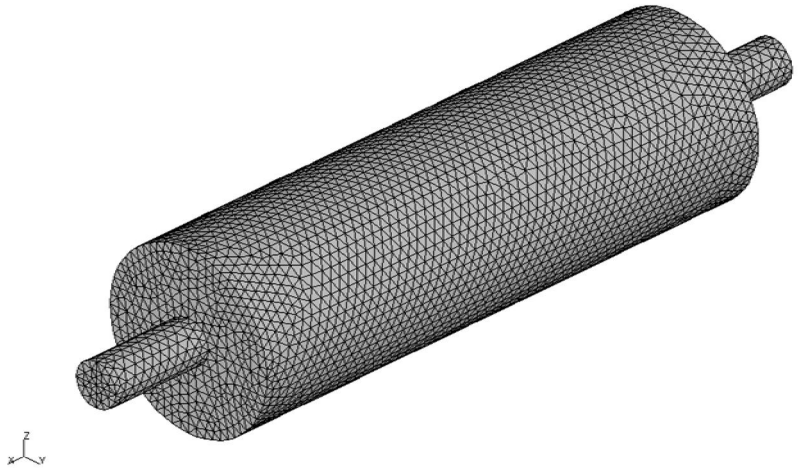


Рис. 2. Конечно-элементная модель глушителя шума

Число элементов, на которые разбивается глушитель, зависит от конфигурации глушителя, его размеров по отношению к длинам волн в интересующем исследователя частотном диапазоне, а, в конечном счете, от требуемой точности получаемых результатов. Простейшие конечно-элементные модели обычно содержат порядка десятка тысяч элементов, более сложные модели или модели относительно простые, но которые должны обеспечивать высокую точность результатов в диапазоне высоких частот, содержат уже не менее ста тысяч элементов.

Отсюда следует, что, несмотря на очевидные преимущества метода конечных элементов, связанные с возможностью анализа сложных геометрических конфигураций глушителей, метод имеет и очевидные недостатки, обусловленные громоздкостью вычислений, сложностью их реализации, материальными затратами и большим временем вычислений, особенно при расчетах с учетом осредненного потока. Для решения этой проблемы в [13] предлагается при расчете глушителей использовать комбинацию методов передаточных матриц и конечных элементов.

В целом, можно сказать, что метод передаточных матриц нецелесообразно

использовать при решении вопросов, связанных с оптимизацией характеристик и конструкции глушителей шума, когда требуется перебор большого количества вариантов, и определения на этой основе наиболее предпочтительной конфигурации глушителя шума. А метод конечных элементов можно рассматривать как средство проверки достоверности результатов, полученных с помощью простых, но менее точных теоретических моделей. Как средство для определения окончательного варианта конфигурации глушителя.

Рассмотрим теперь возможности расчетных методов и имеющиеся при этом проблемы применительно к типовым элементам глушителей шума. Основное внимание уделим описанию характеристик этих элементов в терминах матриц передачи.

Прямой канал. Является самым простым, но и самым распространенным элементом глушителей шума. К таковым относятся, например, патрубки глушителя, в предположении, что в них распространяются только плоские звуковые волны. Распространение звука в таких каналах достаточно хорошо изучено [14−16]. К настоящему времени рассмотрены также акустика канала при наличии, как осредненного потока, так и градиента температуры по длине канала [17] и получены соответствующие этим случаям матрицы передачи прямого канала. Кроме того, разработанная теория была успешно использована при анализе распространения в каталитических нейтрализаторах [18].

Неоднородности в каналах. К таким неоднородностям относятся скачки и плавные изменения сечения канала, перегородки в каналах, а также повороты или изгибы каналов. Скачки сечения в каналах круглого поперечного достаточно полно описаны в терминах матрицы передачи Каралом [19]. Более общий случай рассмотрен Ингардом [20]. Альтернативный подход предложен Фоком [21]. При рассмотрении этой задачи вводится такое важное в акустике понятие как присоединенная длина. Перегородка в канале конечной толщины может рассматриваться как последовательно соединенные внезапное сужение канала, прямой канал и внезапное расширение канала [22]. Что касается каналов с плавным изменением сечения, то их характеристики изучены в меньшей степени, лишь для нескольких частных случаев [23], да и то не в терминах матриц передачи. Но априори можно сказать, что потери звуковой энергии при плавном изменении сечения канала будут меньше, чем на скачках сечения. Еще в большей степени такая картина соответствует описанию поворотах в каналах. Хотя повороту каналов посвящено большое количество публикаций, например [24], но в них используют довольно сложный математический аппарат, пока мало приспособленный для инженерных вычислений. Поэтому этот вопрос требует дальнейшей проработки.

Камерные глушители. Относятся к наиболее простым и исследованным типам глушителей. Матрицы передачи и характеристики такого глушителя получены как для случая стационарной среды, так и при наличии осредненного потока [25, 26]. Они могут быть получены, основываясь на трех различных математических моделей камерного глушителя, различающихся степенью учета в камере высших мод колебаний [27]. Сравнительную оценку акустической эффективности глушителей, в частности камерных целесообразно, осуществлять

с помощью интегрального критерия, обобщенных потерь передачи [28]. Используя этот критерий, а также выражая размеры глушителя через безразмерные параметры, в [29] была проведена оптимизация конфигурации камерного глушителя. При этом для камерного глушителя получено своего рода соотношение неопределенностей, показывающее, что чем больше требуемое значение обобщенных потерь, тем уже частотный диапазон, на котором оно может быть достигнуто, и наоборот. Представляется, что актуальным направлением дальнейших исследований является применение такого подхода к типовым элементам глушителей других типов.

Резонаторные глушители. Относятся к самым распространенным типовым элементам глушителей шума. Сюда в первую очередь можно отнести резонатор Гельмгольца, четвертьволновый резонатор, а также камерный глушитель малой длины, как разновидность последнего. Характеристики этих резонаторов достаточно хорошо исследованы [20, 30]. Однако следует отметить, что эти характеристики определяются через присоединенную длину резонатора, так что точность оценки, скажем собственной частоты резонатора, будет определяться точностью определения этой присоединенной длины. А при расчетах значения этого параметра часто берутся весьма приближенно. Нужны дополнительные исследования по оценки присоединенной длины резонатора, и ее зависимости от различных параметров резонатора. Работы в этом направлении в последнее время стали более интенсивными, благодаря использованию численных методов расчета, и здесь к настоящему времени достигнут определенный прогресс [31]. Еще одним перспективным направлением исследований является разработка методики определения геометрических параметров резонатора, удовлетворяющего исходным требованиям. Это, по сути, обратная задача технической акустики. Подходы к ее решению применительно к резонатору Гельмгольца представлено в работе [32].

Глушители с перфорированными трубами. Расчет таких глушителей стал возможен с появлением работы [33]. Рядом авторов проведено совершенствование предложенного там метода расчета [34−36]. К настоящему времени разработаны методики расчета глушителей с несколькими перфорированными трубами [37]. В [38] характеристики таких глушителей выражены через безразмерные параметры. Вместе с тем, следует отметить одну особенность таких глушителей, состоящую в том, что их характеристики существенным образом зависят от коэффициента перфорации перфорированной трубы. Для концентрического резонатора в случае, когда значение коэффициента перфорации высокое, перфорированная труба становится акустически прозрачной, так что такой глушитель вырождается в простую камеру расширения. Наоборот, при низком значении коэффициента перфорации глушитель фактически по своим характеристикам становится обычным резонатором. Поэтому в настоящее время актуальным представляется найти, возможно, с использованием интегрального показателя эффективности, те исходные условия, при которых использование такого типа глушителей было бы наиболее целесообразным.

Диссипативные глушители. Данный тип глушителя представляет собой, по

сути, концентрический резонатор, объем которого заполнен звукопоглощающим материалом. Для расчета таких глушителей может быть использована система уравнений для концентрического резонатора, только в уравнениях, описывающих объем со звукопоглощающим материалом, плотность воздуха и скорость звука в нем следует заменить их комплексными аналогами, соответствующими применяемому звукопоглощающему материалу [39]. Точность расчетов здесь во многом будет определяться точностью оценки акустических характеристик этого материала, получаемой, как правило, по результатам измерений с применением специальных методик спектрального анализа [40]. Главное внимание следует уделить возможности получения акустических характеристик диссипативных глушителей в безразмерном виде, с целью последующей оптимизации конфигурации таких глушителей, подобно тому, как это было сделано для реактивных глушителей.

В целом следует отметить, что основной недостаток существующих методов расчета состоит в том, что они позволяют решать только прямую задачу: определить акустические характеристики глушителя заданной конфигурации и размера. Однако такая важная задача, как определение конфигурации и размеров глушителя шума с требуемыми характеристиками, до сих пор практически не рассматривалась. Ее решение должно стать приоритетной задачей на ближайшую перспективу.

Литература

1. Davis D.D., Stokes G.M., Moor D., Stevens G.L. Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine exhaust muffler design // NASA. Report, № 1192. – 1954. –48 p.
2. Лапин А.Д. Звукоизоляция в волноводах // Акустический журнал. – 1975. – Т. 21, № 3. – С. 337–350.
3. Салливан Дж.У. Моделирование шума выхлопной системы двигателя // Аэродинамический шум в технике: Пер. с англ.– М.: Мир, 1983.– С. 233–256.
4. Eriksson L.J., Thawani P.T., Hoops R.H. Acoustical design and evaluation of silencers // Sound and Vibration. – 1983. – V.17, № 7. – P. 20–27.
5. Jones A.D. Modeling the Exhaust noise radiated from reciprocating internal combustion engines – a literature review// Noise Control Engineering Journal.− 1984. – V.23, № 1. – P. 12–31.
6. Munjal M.L. Duct acoustics – an overview // Proceeding of NOISE-93. – St. Peterburg, Russia, May 31– June 3, 1993. – V.3. – P. 175–180.
7. Stewart G.W. Acoustic wave filters // Physics Review.– 1922. – V. 20, № 4. – P. 528–551.
8. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. – Л.: Судостроение, 1971. – 416 с.
9. Шапиро Б.К. Основы расчета глушителей выхлопа. − М.: Оборонгиз, 1943. − 64 с.

10. Munjal M.L. Acoustics of Ducts and Mufflers.− New York: Wiley-Interscience, 1987.− 328 p.
11. Panigrahi S.N., Munjal M.L. Plane wave propagation in generalized multiply connected acoustic filters // Journal of the Acoustical Society of America. − 2005. − V.118, № 5. − P. 2860−2868.
12. Bilawchuk S., Fife K.R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems // Applied Acoustics. – 2003. – V. 64, № 6. – P. 903–916.
13. Craggs A. The application of the transfer matrix and matrix condensation methods with finite element to duct acoustics // Journal of Sound and Vibration. − 1989. − V. 132, № 2. − P. 391−402.
14. Стретт Дж. В. (Лорд Рэлей). Теория звука: Пер с англ. – М.: ГИТТЛ, 1955. – Т.2.– 476 с.
15. Крендалл И.Б. Акустика: Пер. с англ. − М.: Комкнига, 2007.– 168 с.
16. Stinson M.R. The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape // Journal of the Acoustical Society of America. − 1991. − V. 89, № 2. − P. 494–515.
17. Documaci E. Transmission of sound in uniform pipes carrying hot gas flows // Journal of Sound and Vibration. –1996.– V. 195, № 2.– P. 257–266.
18. Dickey N.S., Selament A., Miazgowicz K.D. Time domain computational modeling of viscothermal acoustic propagation in catalytic converter substrates with porous walls// Journal of Acoustical Society of America. – 2005. – V. 118, № 2, pt.1. – P. 806–817.
19. Karal F.C. The analogous acoustical impedance for discontinuities and constrictions of circular cross section // Journal of the Acoustical Society of America. − 1953. − V.25, № 2. − P. 327−334.
20. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // Journal of the Acoustical Society of America. –1953. – V. 25, № 6. – P. 1037–1061.
21. Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. – М.: Изд-во МГУ, 1960. – 336 с.
22. Комкин А.И., Юдин С.И. Акустический импеданс перфорированной перегородки в канале // Сб. трудов XX сессии Российского акустического общества. Т.1. – М.: ГЕОС, 2008. – С. 246–250.
23. Скучик Е. Основы акустики: в 2-х т.: Пер. с англ./ Под ред. Л.М. Лямшева. – М.: Мир, 1976. – Т.1. – 1976. – 520 с.
24. Felix S., Pagneux V. Sound attenuation in lined bends // Journal of the Acoustical Society of America. – 2004. – V. 116, № 4, pt.1. –P. 1921–1931.
25. Ih J.-G., Lee B.H. Analysis of higher-order mode effect in the circular expansion chamber with mean flow // Journal of the Acoustical Society of America. – 1985. – V. 77, № 4. – P. 1377–1388.
26. Ih J.-G., Lee B.H Implication of geometric factors of simple expansion chambers for their acoustic performance // Proceeding of NOISE-93. – St. Peterburg, Russia, May 31– June 3, 1993. – V.3. – P. 155–160.

27. Комкин А.И., Юдин С.И. Камерные глушители шума // Безопасность жизнедеятельности. Прил. – 2005. – № 11. – С. 1-24.
28. Комкин А.И., Малько Е.В. Критерии оценки акустической эффективности глушителей шума // Сб. трудов XIX сессии Российского акустического общества. Т.3. – М. 2007. – С. 263–267.
29. Комкин А.И. Оптимизация реактивных глушителей шума // Акустический журнал. − 2010. Т.56, − № 3. − С. 373–379.
30. Selamet A., Radovich P.M., Dickey N.S., Novak J.M. Circular concentric Helmholtz resonator // Journal of Acoustical Society of America. – 1997. – V. 101, № 1. – P. 41–51.
31. Kang Z., Ji Z. Acoustic length correction of duct extension into a cylindrical chamber // Journal of Sound and Vibration.–2008.– V. 310, № 4.– P. 782–791.
32. Комкин А.И. Особенности снижения шума в канале резонатором Гельмгольца // Известия вузов. Машиностроение. – 2011. – № 1. – С. 71-75.
33. Sullivan J.W., Crocker M.J. Analysis of concentric-tube resonator having unpartitioned cavities // Journal of Acoustical Society of America. – 1978. – V. 64, № 2. – P. 207–215.
34. Munjal M.L., Rao K.N., Sahasrabudhe A.D. Aeroacoustic analysis of perforated muffler components // Journal of Sound and Vibration.–1987.– V. 114, № 2.– P. 173–188.
35. Peat K.S. A numerical decoupling analysis of perforated pipe silencer elements // Journal of Sound and Vibration.– 1988.– V. 123, № 2.– P. 199–212.
36. Morel T., Morel J., Blaser D.A. Fluid-dynamic and acoustic modeling of concentric tube resonators/silencers // SAE paper № 910072. – 1991. –16 p.
37. Documaci E. Sound transmission in mufflers with multiple perforated co-axial pipes // Journal of Sound and Vibration.– 2001.– V. 247, № 3.– P. 379–387.
38. Никифоров Н.А., Комкин А.И., Воробьева Л.С. Моделирование глушителей шума с перфорированными трубами // Безопасность в техносфере. − 2010. − № 5. − С. 28–33.
39. Wang C-N. Numerical decoupling analysis of resonator with absorbent material // Applied Acoustics. − 1999. − V. 58, № 1. − С. 109−122.
40. Комкин А.И., Юдин С.И. Измерение и расчет акустических характеристик волокнистых звукопоглощающих материалов // Сб. трудов XIX сессии Российского акустического общества. Т.3. – М.: ГЕОС, 2007. – С. 259–263.

КОМПЬЮТЕРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ MSC.SOFTWARE В NVH АНАЛИЗЕ

Макаров А.О.
MSC.Software RUS Москва Россия

Введение

В современном мире процессы разработки многих видов транспорта в значительной степени компьютеризированы и автоматизированы. Разработчики достигли значительных успехов в повышении грузоподъемности, долговечности, надежности, экономичности. В развитых странах мира основная причина для изъятия автомобиля из эксплуатации – это моральное старение. В современном обществе первоочередную ценность имеет качество жизни, одним из важных показателей которого является безопасность и комфорт.

Комфортабельность транспортных средств (воздушных, наземных, морских) оценивается целым рядом показателей, важнейшими из которых являются уровни вибрации и шума. Вибрация и шум воздействуют на пассажиров и водителя (экипаж).

Кроме чисто эмоциональной характеристики, уровень виброакустического воздействия транспорта на окружающую среду и человека является показателем безопасности и экономическим показателем. В условиях значительного шума и вибраций вероятность совершения ошибки водителем возрастает. Виброакустическое воздействие на человека может существенно повышать его заболеваемость, что также приводит к большим экономическим потерям. Отсюда понятно то огромное внимание, которое ведущие мировые разработчики и производители транспортной техники уделяют мероприятиям по уменьшению шумности и виброактивности своей продукции.

1. Многодисциплинарный инженерный анализ – инструмент создания совершенной транспортной техники

Разработчики и производители транспортной техники всегда уделяли значительное внимание снижению шумности своих изделий. Традиционный подход заключался в проведении серии экспериментов для доводки опытного образца изделия. Нет сомнений, что этот путь продуктивен и соответствующий

этап создания нового транспортного средства будет присутствовать всегда. Однако присутствуют и недостатки такого подхода. На определённом этапе расходы времени и материальных средств, затрачиваемых на экспериментальную доводку новой продукции, стали сопоставимы с достигаемым эффектом. Выход заключается в широком использовании расчётных и расчётно-экспериментальных средств для поиска “малошумных” конструктивных решений, а также в разработке наиболее эффективных мероприятий по снижению виброакустической активности изделия на всех этапах его проектирования и доводки.

Возникновение вибрации и шума в автомобиле можно рассмотреть схематично (рис. 1).

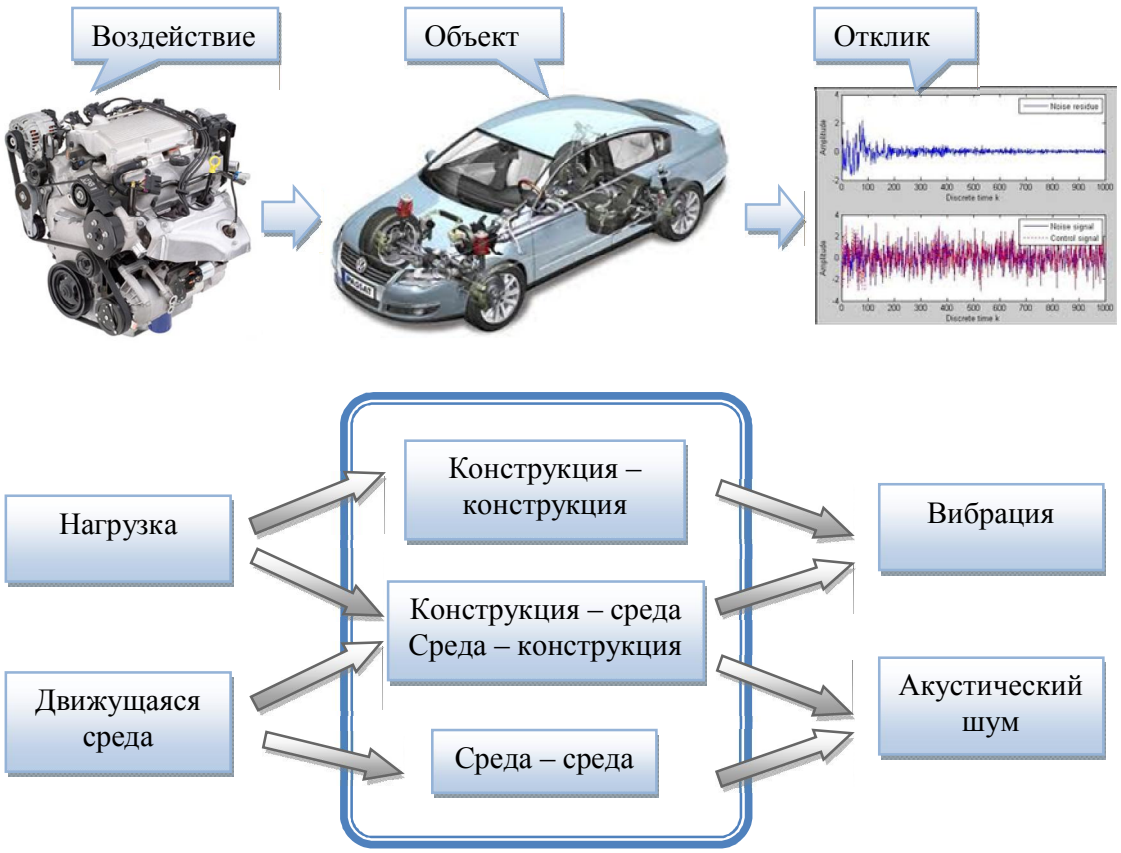


Рис. 1. Источники вибрации в автомобиле

Даже самый беглый взгляд на приведённую выше схему позволяет понять, что феномен возникновения и распространения вибрации и шума очень сложен для расчётного анализа. Тем более, для оптимизации параметров конструкции необходимо решение широчайшего спектра задач по исследованию разнородных по своей природе физических явлений в различной постановке:

– кинематический анализ механизмов;
– NVH анализ механизмов, входящих в проектируемое изделие;
– определение упругодемпфирующих характеристик виброизолирующих компонентов конструкции;

- моделирование напряжённо-деформированного состояния сложных пространственных конструкций (например, кузова, фюзеляжа, корпуса и т.п.);
- моделирование взаимодействия конструктивных элементов изделия с акустическими объёмами и распространения в них звука (так называемый структурный шум);
- и т.д.

Инженерную ценность представляют только результаты, полученные с учётом реальных характеристик материалов, нелинейных эффектов, демпфирования и т.д.

Решение рассматриваемой задачи возможно только в форме *многодисциплинарного инженерного анализа и виртуального моделирования*. Соответственно, новый подход к решению задачи оптимизации виброакустических характеристик транспортной машины потребовал и новых инструментов численного инженерного анализа и виртуального моделирования.

Компания MSC.Software (Санта Ана, Калифорния, США) предлагает совокупность интегрированных программных систем для комплексного решения проблем виброакустического анализа и оптимизации конструкции машин и механизмов (в том числе транспортных) на всех этапах их проектирования и доводки.

Данная статья будет посвящена применению программных систем MSC.Software (MD Adams, MD Nastran, Marc) для NVH анализа.

2. NVH анализ, Основные положения

NVH анализ – это комплексный анализ виброакустических характеристик конструкции находящейся под воздействием гармонического возбуждения или случайных переходных воздействий, силовых или акустических. В результате проведения NVH анализа получают: амплитудно-частотные характеристики конструкции, спектры виброускорений, напряжения и деформации в конструкции при динамических процессах. Полученные данные дают представление о поведении конструкции при ее возбуждении силовыми или акустическими нагрузками. Гармонический анализ довольно часто применяется для получения АЧХ.

Проведение NVH анализа может основываться на различных подходах:

а) Многомассовый (MBS) (твердотельный) подход подразумевает представление конструкции виде элементов абсолютно жестких тел связанных между собой упругими связями. Применяется для исследования динамики конструкции в диапазоне низких частот возбуждения, когда упругими свойствами самих элементов можно пренебречь, без существенной потери точности расчета. Например представление кузова автомобиля как жесткого тела соединенного с упругими элементами крепления подвески. Такой метод реализован в программном комплексе Adams/Vibration.

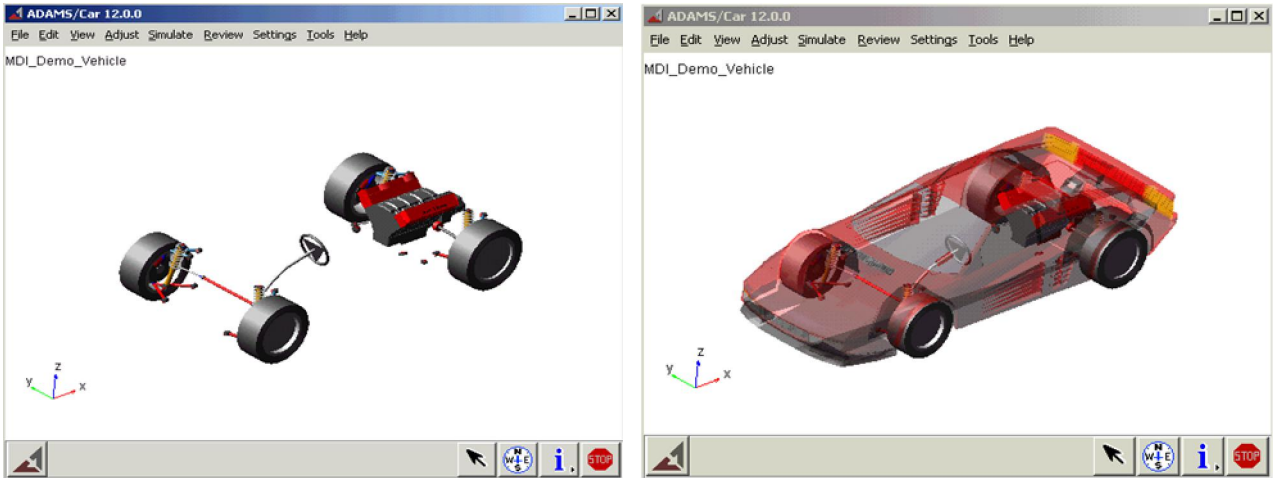


Рис. 2. Многомассовая модель автомобиля в Adams/Car

b) Подход, основанный на методе конечных элементов. Позволяет представить конструкцию или ее элементы как ансамбль упругих конечных элементов. Моделирование возможно в линейной области, так как применение специальных нелинейных упругих элементов (демпферов, гидравлических амортизаторов) сильно усложняет расчет. Такой метод целесообразно использовать в диапазоне частот от 0-100Гц. Так как при расширении частотного диапазона свыше 100Гц. количество форм конструкции начинает увеличиваться, для учета влияния этих форм необходимо измельчать расчетную сетку, а это приводит к весьма существенным вычислительным затратам. Такой подход можно реализовать с помощью программного продукта MD Nastran и препостпроцессоров MSC.SimXpert и Patran.

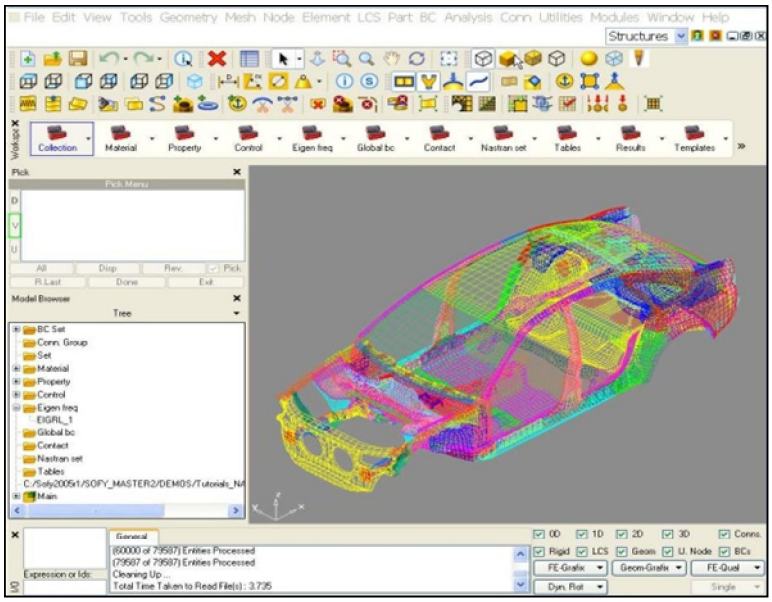


Рис. 3 Конечно-элементная модель автомобиля
в MSC.SimXpert для решения в MD Nastran

c) Метод, основанный на совместном использовании MD Nastran и Adams, учитывающий нелинейные эффекты некоторых узлов конструкции. Рассмотрим на примере моделирования динамики автомобиля вместе с нелинейной подвеской. На первом этапе строиться модель в программе Adams, после чего моделируется статическая осадка автомобиля под собственным весом, в результате происходит деформация элементов подвески, выжимаются амортизаторы. Далее модель из программы Adams редуцируется и создается .mnf файл, который затем импортируется в Patran далее в этом препостпроцессоре производится замена кузова автомобиля на конечно-элементную модель. Система подвески в деформированном состоянии интегрируется с конечно-элементной моделью кузова. При малых ходах подвески нелинейностью амортизаторов можно уже пренебречь и данную модель можно использовать для гармонического анализа или анализа переходных процессов в MD Nastran.

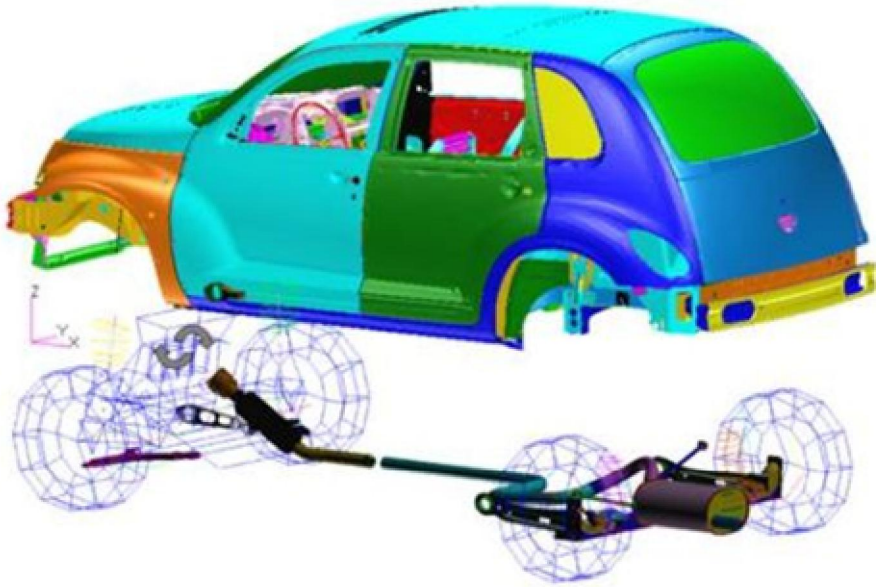


Рис. 4. Комбинированная модель шасси (Adams) и кузов (MD Nastran)

d) Использование суперэлементов MD Nastran. При создании конечно-элементной модели реального устройства (автомобиля, ракеты и т.д.) размерность модели вырастает до больших значений 1-1.5 млн. степеней свободы. Для решения динамических задач столь большая размерность приводит к большим вычислительным затратам. Обычно изменениям подвергаются отдельные детали и подконструкции, которые соединяются с остальной моделью в неизменном виде как конечно-элементные сетки. Отсюда представляется целесообразным редуцировать неизменные части конструкции как суперэлементы и соединять их с измененными элементами конструкций в общую конечно-элементную модель. Такой подход немного проигрывает в точности расчета, но зато имеет преимущество в снижении вычислительных затрат. Такой подход полностью поддерживается в программном продукте MD Nastran.

е) Решение задачи NVH анализа явным методом в MD Nastran (SOL700).

Последовательность решения SOL700 (явный решатель) может быть применен для определения собственных частот конструкции. Конечно-элементную модель подвергают нагружению (удару или длительному по времени переходному процессу). Стандартная последовательность решения SOL700 используется для вывода ускорений перемещений и скоростей для интересующей части конструкции, либо для всей конструкции. Далее полученные истории результатов подвергают преобразованию из временной области в частотную с использованием дискретного преобразования Фурье. Пики значений полученных функций будут означать собственные частоты.

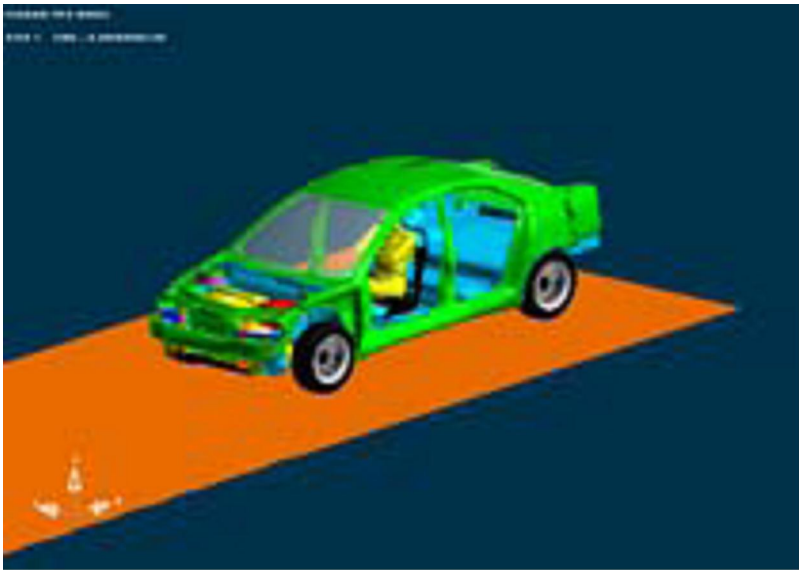


Рис. 5 Имитация нагружения конструкции

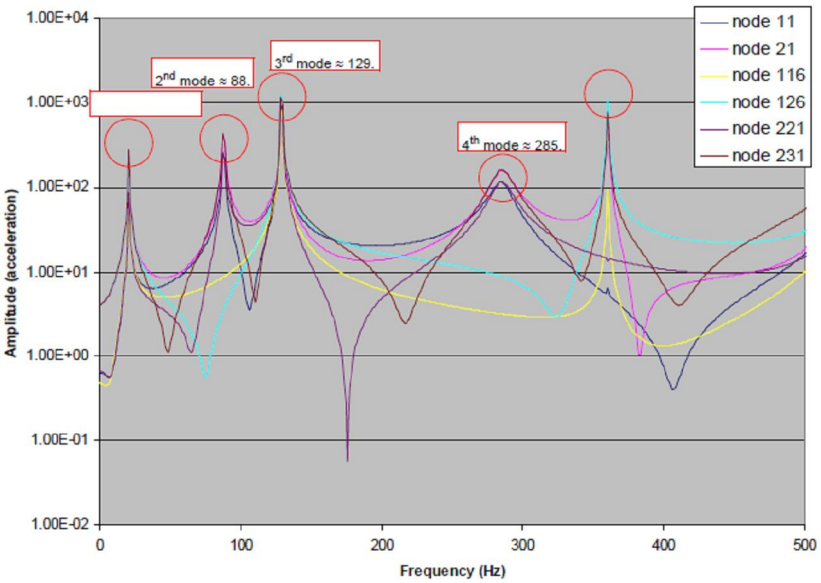


Рис. 6 Результаты расчета собственные частоты

f) FRF метод (частотная передаточная функция)

Данный подход позволяет для существующих конечно-элементных моделей построить частотную передаточную функцию отклика от входного воздействия. FRF функции могут быть вычислены для какой-либо одной детали, либо набора деталей. FRF функции можно объединяться в ансамбли, для формирования динамической системы. Расчет передаточной функции можно провести для более крупной, базовой конструкции (например кузов автомобиля), а затем исключить этот элемент из расчета заменив его частотной передаточной функцией. И дальнейший расчет проводить в виде (остаточные структуры + передаточная функция). На вход передаточной функции подается воздействие (например, имитация вибрации двигателя для автомобиля) а на выходе получаем отклик исследуемой конструкции в виде перемещений, напряжений и деформаций. Такой подход существенно снижает вычислительные затраты, позволяет использовать частотную передаточную функцию, полученную из эксперимента. Также существенно повышается достоверность результатов. Реализация FRF метода осуществлена в решателе MD Nastran.

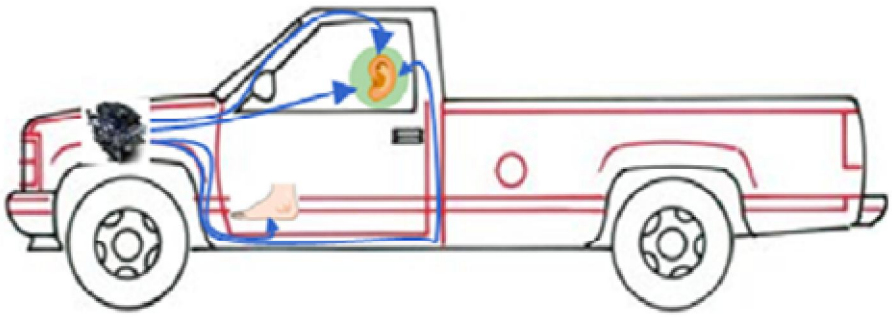


Рис. 7. Использование FRF

Заключение

Подводя итоги вышесказанному, можно резюмировать следующее:

- Результаты NVH анализа характеризуют конструкцию как виброакустическую систему, способную усиливать или поглощать шум в соответствии со своими динамическими свойствами.
- Проведение NVH анализа необходимо и весьма полезно в контексте оптимизации конструкции по условиям выполнения требований соблюдения уровня акустического шума и вибраций.
- Программные технологии MSC.Software предлагают исчерпывающие возможности для NVH анализа.

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ MD NASTRAN

Жарков А.В.
MSC.Software

1. Введение

Низкий уровень шума – один из основных критериев создания новых машин и механизмов, предназначенных для обслуживания человека, таких как, автомобили, самолеты, поезда и т.д. В условиях жесткой конкуренции производители стремятся обеспечить высокий акустический комфорт при одновременной жесткой экономии на опытно-экспериментальной отработке. Применение расчетной оценки характеристик акустического поля позволяет, начиная с ранних этапов проектирования, находить и применять конструкторские решения, обеспечивающие низкие уровни шума и вибрации как внутри самих изделий, так и в окружающем пространстве. При этом количество дорогостоящих физических испытаний может быть значительно сокращено.

Оценка характеристик акустического поля может проводиться различными методами. Выбор метода обуславливается требованиями по получению внешнего или внутреннего акустического поля, частотными характеристиками изделия и внешнего воздействия, требуемой точностью расчета, имеющимися вычислительными ресурсами и т.д.

Целесообразным является применение системы многодисциплинарного инженерного анализа MD Nastran корпорации MSC.Software, предоставляющей высокоэффективный программно-математический аппарат для комплексного совместного анализа конструкций и акустического поля. Основными методами расчета акустического поля в MD Nastran являются:

- связанный акустический анализ – расчет взаимодействия конструкции с окружающей средой – жидкостью или газом;
  - т.н. «бесконечные» конечные элементы для моделирования внешнего акустического поля;
  - вычисление эквивалентной излучаемой мощности в рамках расчетно-экспериментальной отработки изделия;
- расчет установившихся колебаний конструкции с применением функций частотного отклика;
- применение энергетических методов расчета акустического воздействия в широком частотном диапазоне;

В данной статье рассмотрены методы связанного акустического анализа.

2. Оценка характеристик внутреннего акустического поля

Рассматриваются замкнутые полости, образованные конструктивными элементами изделий, заполненные средой - жидкостью или газом. Под связанным анализом понимается совместное решение системы уравнений движения конструкции и давления в среде.

Примерами замкнутых полостей являются салон автомобиля, самолета, поезда, кабина водителя транспортного средства, трубопроводы и сосуды с жидкостями, и т.п.

Основное уравнение динамики записывается для конструкции и среды и имеет вид:

$$\begin{bmatrix} (Ms^2+K) & -A^T \\ s^2A & (M_fs^2+K_f) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ 0 \end{Bmatrix}$$

где

M – матрица масс;

K – матрица жесткости;

s – оператор дифференцирования по времени d/dt;

A – матрица площадей контактных поверхностей;

M_f – акустическая «матрица масс» (пропорциональна величине, обратной объемному модулю);

K_f – акустическая «матрица жесткости» (пропорциональна величине, обратной плотности);

u – вектор перемещений степеней свободы конструкции;

p – вектор давлений;

F – вектор внешних сил.

Исключая давление из системы уравнений, получим:

$$[\, Ms^2 + K + A^T\, [M_fs^2+K_f]^{-1}\, s^2A \,]\, \{u\} = \{F\}$$

В случае несжимаемой среды уравнение примет вид:

$$[[M+M_v]s^2+K]\{u\}=\{F\}$$

Приведенные уравнения решаются в системе MD Nastran, в результате чего определяются вектор перемещений конструкции и вектор давлений в узлах акустического поля.

Поддерживается расчет собственных частот и форм в действительной и комплексной постановке, расчет переходных процессов, частотного отклика и оптимизация.

Границы акустической среды могут быть жесткими, свободными, соединенными с конструкцией, содержать граничные условия. Имеется возможность моделирования акустических барьеров с заданными свойствами поглощения и отражения звуковых волн, а также группировки «структурных» конечных элементов в т.н. панели с возможностью вывода результатов для панелей целиком.

Входным воздействием могут являться все виды нагружения конструкции, переменное давление жидкости/газа, источники акустического воздействия в виде зависимости мощности от частоты.

Результатом расчета конструкции являются вектор перемещений узлов и производные от него величины. Узлы конечно-элементной сетки, связанные с жидкостью, имеют одну степень свободы – давление, которое и выводится по запросу пользователя. Имеется возможность вывода комплексных значений скоростей частиц, удельной мощности акустического воздействия через площадку единичной площади, а также эффективную излучаемую мощность, о чем пойдет речь в следующих подразделах.

Следует отметить, что при решении задач этого класса применяется допущение о том, что перемещения жидкости/газа малы по сравнению с размерами полости; нелинейные члены уравнений движения исключаются из рассмотрения. Вместе с этим, сжимаемость среды учитывается при решении задач этого класса.

Форма полости, содержащей акустическую среду, может быть произвольной, замкнутой или незамкнутой. Условия свободной поверхности акустической среды задаются нулевыми граничными условиями на среде, что означает нулевое давление.

Указанным методом можно проводить оценку характеристик акустического поля, влияния возмущений в жидкости и газе на конструкцию, включая расчеты гидравлических ударов и других явлений.

Пример оценки характеристик акустического поля в авиационной отрасли:

Компания Fokker Aircraft BV (Нидерланды) провела работы по оценке акустического поля в салоне разрабатываемого ей турбовинтового самолета Fokker 50.

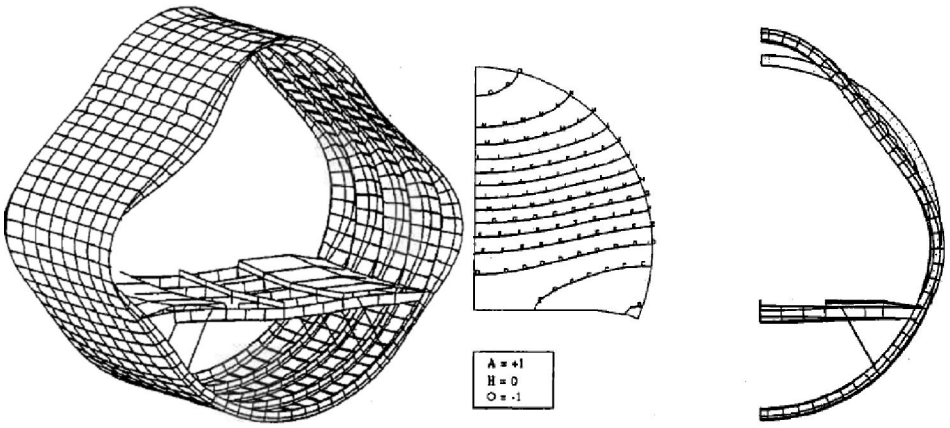


Рис. 1. Собственная форма отсека фюзеляжа,
и формы совместных колебаний среды и конструкции.

3. Оценка характеристик внешнего акустического поля

Развитием связанного акустического анализа является методика оценки характеристик внешнего акустического поля. Акустическое поле считается незамкнутым (бесконечным). Прилегающая часть акустической среды, характеристики акустического поля которой требуется оценить, моделируется, как и в п. 2.1, объемными конечными элементами.

Условие отсутствия отражения звуковых волн на границе моделируемой среды обеспечивается применением специальных т.н. «бесконечных» элементов. Каждый «бесконечный» элемент задается тремя или четырьмя узлами сетки. Вводится понятие полюса, относительно которого отсчитывается геометрия «бесконечных» элементов. Собственно «бесконечный» элемент занимает пространство между внутренней гранью, которая строится по его узлам, и лучами, исходящими из полюса и проходящими через узлы «бесконечного» элемента.

Как правило, вокруг интересующего объекта анализа строится «ближнее» акустическое поле в форме сферы или эллипсоида. Если позволяют условия задачи, вводятся условия симметрии и рассматривается только половина акустического поля или другая интересующая часть.

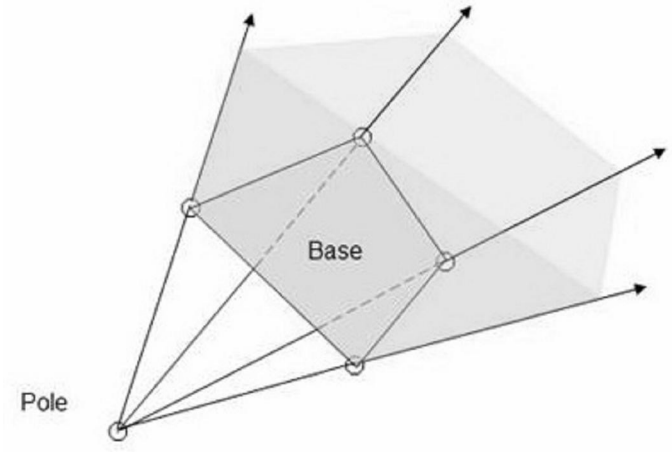


Рис. 2. «Бесконечный» элемент

В пределах «бесконечного» элемента акустическое давление вычисляется с помощью степенного ряда, при этом порядок интерполирующей функции задается пользователем.

На внешней поверхности акустического поля можно выделять т.н. точки акустического поля и соединять их с помощью оболочечных конечных элементов акустического поля с целью вывода для них дополнительных параметров акустического поля.

Проводится расчет частотного отклика для полученной таким образом расчетной модели. Введем понятие смоченной поверхности – это поверхность, по которой конструкция взаимодействует со средой.

В результате расчета имеется возможность получения и вывода следующих величин:

- звуковой энергии, излучаемой через смоченную поверхность конструкции или через задаваемые пользователем панели;
- нормального компонента интенсивности звука в узлах на смоченной поверхности;
- акустического давления и интенсивности звука в точках акустического поля;
- комплексных величин скорости точек акустического поля;
- звуковой энергии, излучаемой через элементы акустического поля;
- эквивалентной излучаемой мощности.

При решении задач рекомендуется использовать специализированные решатели для задач частотного отклика.

Примеры оценки характеристик акустического поля в автомобильной отрасли:

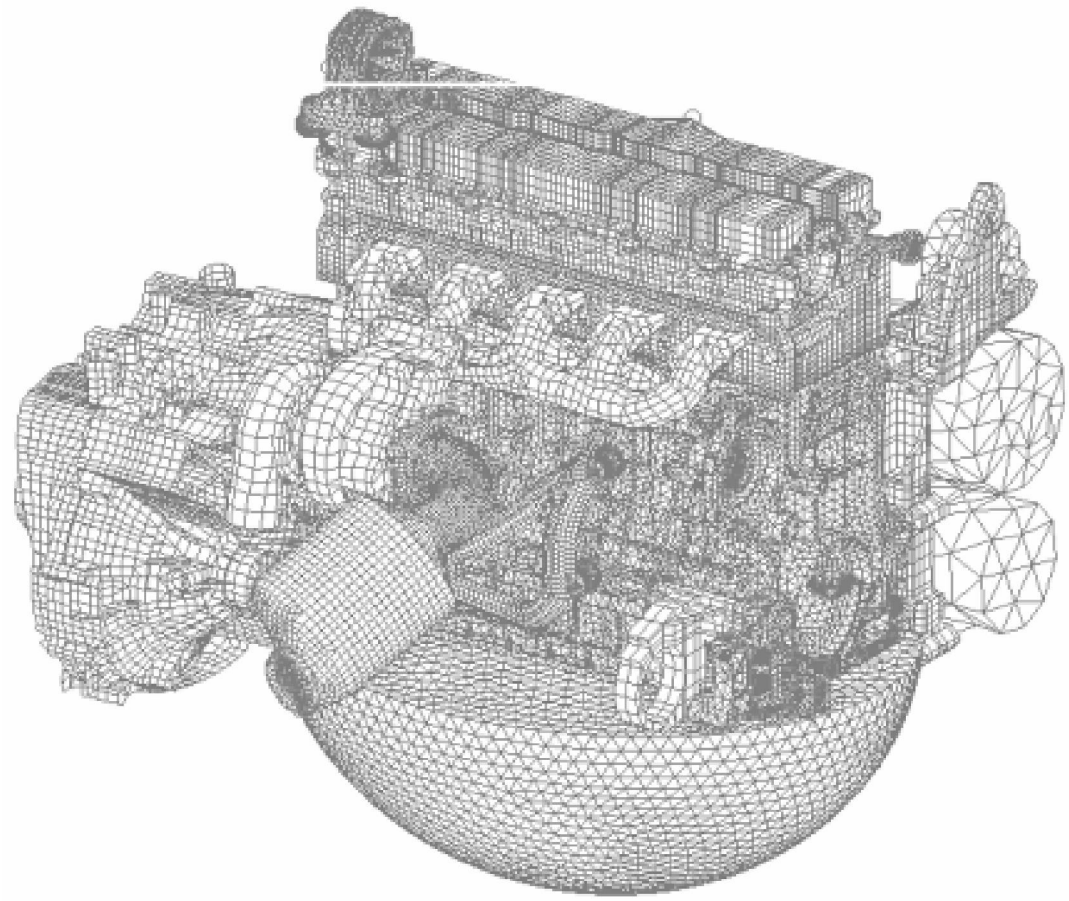


Рис. 3. Моделирование акустического поля
картера двигателя внутреннего сгорания

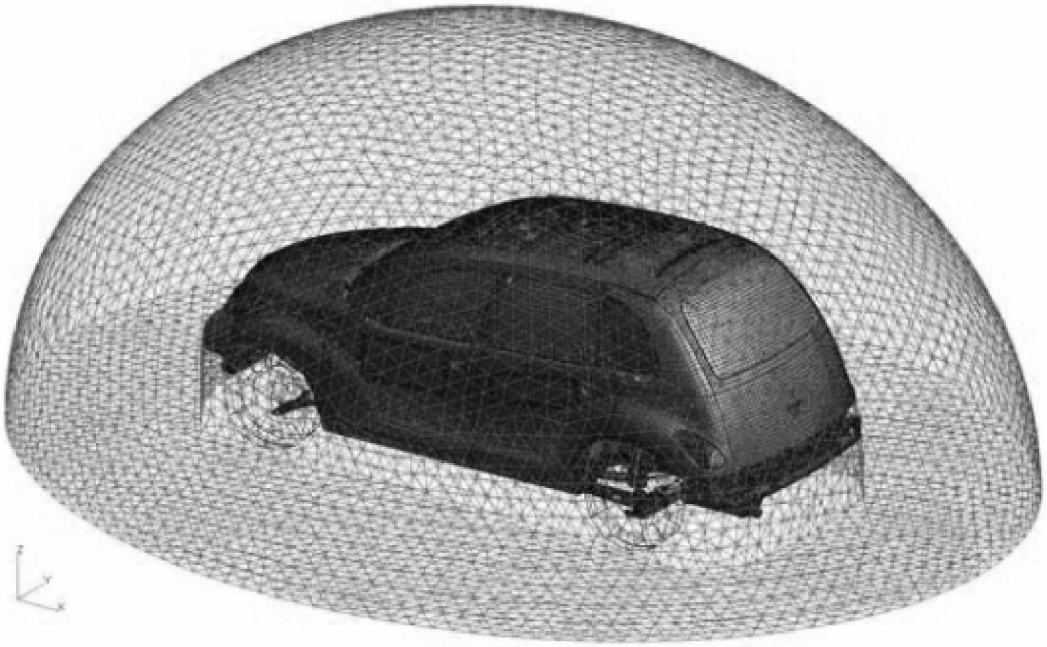


Рис. 4. Моделирование акустического поля автомобиля

4. Вывод

Рассмотренные методы позволяют проводить оценку внешнего и внутреннего акустического поля для широкой номенклатуры изделий машиностроения и акустических сред. Рассчитываются все основные параметры акустического поля. Учитывается влияние акустического поля на конструкцию. Имеется возможность получения вектора перемещений узлов конструкции, ее напряженно-деформированного состояния и других интересующих динамических параметров конструкции одновременно с анализом акустического поля. Рассмотренные методы и система MD Nastran широко применяются в авиационной, автомобильной и других отраслях машиностроения.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ОЦЕНКЕ ОКРУЖАЮЩИХ ШУМОВ

Неклеса Ю.А.
Hardy Stapelfeldt

Введение

Для анализа окружающих шумов в области расчетов транспортного и промышленного шума широко используется различное программное обеспечение. С выходом Европейской Директивы (ЕД), принятой 7.06.2001(ЕС 2001/С 297/04), для создания шумовых карт последние годы используются все более обширные и комплексные расчетные модели. Чтобы выполнить анализ распространения шума более экономично, например с максимальной степенью автоматизизации выполнения задачи, используются так называемые автоматизированные рабочие процессы (workflows) С введением макрокоманд в программах Predictor / LimA возможно решение широкого спектра таких задач, как:

- Обработка исходных данных комплесных моделей;
- Организация расчета шумового картирования для площадей до 40000 км²;
- Совокупная статистика шумового воздействия на население;
- Сравнение разлиных прогнозируемых ситуаций для снижения шума.

Этот документ описывает принципиальные методы и пример их применения.

Необходимость анализа шумового воздействия

Высокая шумовая нагрузка на рабочих местах оказывает вредное влияние на здоровье человека. Измерения шумов и программный анализ расчетов позволяют предупредить опасность длительного шумового воздействия на сотрудников предприятий. Для обычного населения потенциальную опасность предоставляет окружающий траспортный и индустриальный шум. Как известно, недостаток лишь одного часа сна, снижает трудоспособность человека на 10 %. Значит шум не только ухудшает здоровье человека , но и влияет на экономику в целом. Воздействие окружающего шума должно быть уменьшено или хотя бы в определнных случаях ограничено. Это является главной целью «Европейской шумовой директивы», которая является руководящим документом по оценке воздействия шума на более общем уровне.

Для более детального планирования по снижению городского шума должна осуществляться работа со ссылкой на городской и государственный аспекты.

Программное обеспечение

Оценка существующих и сравнение планируемых шумовых ситуациий в основном производится при помощи специальных акустических программ для анализа окружающих шумов. Программные пакеты позволяют ефективно снизить нагрузку на инженеров и предоставляют возможность производить более углубенный анализ. Некоторые из основных требований для выбора подходящей программы:

- Функции эффективности обработки расчетных моделей:
  - Предложение широкого спектра инструментов по обработке геометрии и свойств объектов;
  - Поддержка меню и возможность ввода команд через командную строку;
  - Процесс комбинирования многих команд в одну макрокоманду;
- Возможность конфигурации типов объектов и их атрибутов:
  - Это способствует адаптации программы к требованиям отдельных заказчиков или государств;
  - Позволяет использовать широкий спектр исходных данных для различных целей;
- Поддержка настроек возможности программируемого клиентом интерфейса (например в программе LimA пользователь может заменить отдельный драйвер, для реализации или ввода собственных функций):
  - Формулы расчета давления звука, например для отдельного индустриального объекта;
  - Формулы для расчета шумового воздействия на население;
- Открытый программный интерфейс и модулярная система:
  - Возможность работы в графическом интерфейсе в то время когда на компьютере параллельно выполняются другие расчеты;
  - Использование локальной вычислительной сети (ЛВС=LAN) и удаленных компьютерных кластеров для ускорения расчетов больших шумовых карт;
  - Простота интеграции новых расчетных методик с сохранением возможности использования старых данных;
  - Интегрирование акустической программы в графическую, которой владеет пользователь (plug-in);
  - Интегрирование акустической программы в Веб-интерфейс , где многие пользователи могут производит расчеты на основе исходной модели одновременно.

Анализ воздействия окружающих шумов на население

Анализ шумового воздействия включает в себя влияние шума на население, на здания и на населеные районы. Существующие акустические программы работают согласно стандартов, но паралельно решают возникающие вопросы не освещенные или недоработанные в законодательных документах:

- При анализе шумового воздействия на поверхность на высоте 2м уровень шума может быть более высоким чем на высоте 4 м (согласно Европейской Директиве);
- Исследуемая на шумовое воздействие поверхность не должна включать в себя участок земли под зданиями (например программа LimA находит расположение рецептора внутри здания и определяет его значение);
- Если высота для расчетов шумового воздействия на фасады 4 м, то при интерполяции результатов расчетов сетки поверхности (на высоте 4 м) быстрая и достаточно точная процедура;
- Расчета уровня шума для каждого этажа здания отдельно–реальная альтернатива для более точного результата.

Когда жители подвергаются воздействию от разных источников шума (автодороги + железные дороги) стандарт VDI 3722 [02] предлагает способ совокупить этот эффект. Также ситуация с максимальным шумовым воздействием оговаривается в этом проекте стандарта.

Для обеспечения более гомогенных (однородных) результатов при использовании различных программных средств немецкие организации разработали метод расчета воздействия окружающего шума на население (VBEB, от 26.06.2006) в котором говорится:

- Точки расчета фасадов должны находится по крайней мере на расстоянии каждых 5 м, минимум одна точка на фасаде шириной от 2,5 до 5 м и дополнительные точки там, где два соседних фасада не превышают ширины 2,5 м.

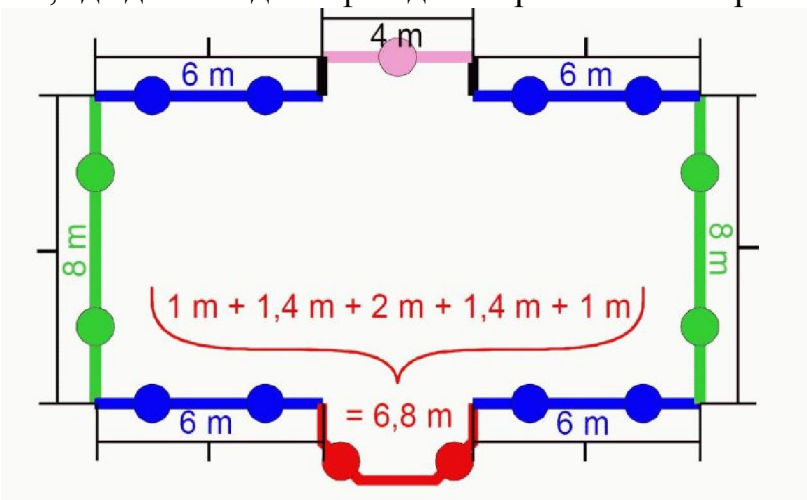


Рис. 1. Размещение точки расчета фасада согласно VBEB

Однако некоторые пункты не были учтены в VBEB:

- Где располагается на фасаде здания точка расчета в зависимости от вершины (стартовой точки) профиля здания;
- Точка на фасаде не должна располагаться , там где соседний фасад примыкает к зданию или находится на малом расстоянии от соседнего здания;
- Точка расчета должна находится на расстоянии 0,1м перед поверхностью фасада;

- В статистике расчетов точка фасада должна быть определена согласно длине исследуемого фасада.

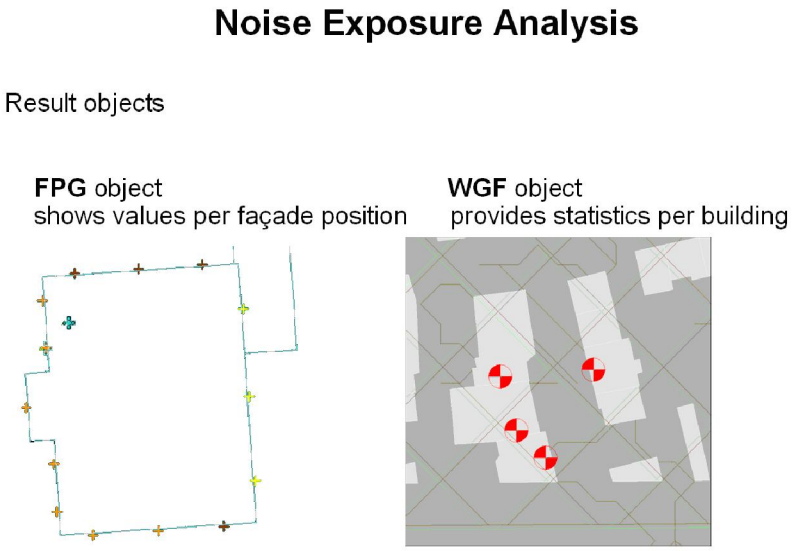


Рис. 2. Расчетная величина воздействия шума на точку фасада и суммарная информация сохраняется в точечных объектах WGF + FPG

Согласно VBEB, после расчета точек фасадов, количество людей находящихся под воздействием критического уровня шума определятся относительно количества жильцов в здании и количеством расчетных точек на этом фасаде. Результаты расчетов находятся в табличном виде с указанием количества людей подвергающихся определенному уровню шумового воздействия.

Как альтернативный метод, используется расчет "количества тяжело пораженных" шумом людей, который основан на уровне шума и соотношении распространения его воздействия. Этот метод дает возможность определить комбинированные эффекты, вызванные шумовым воздействиями различной силы.

Планирование по уменьшению воздействия окружающих шумов

Еще одна из методик, позволят рассчитывать шумовое воздействие на определенное здание от совокупности «отрезков дорог». Практически «отрезок дороги» - это участок дороги между двумя соединениями или пересечениями. Для подготовки и реорганизации модели для расчета и анализа можно использовать ГИС программу или макрокоманды в программе LimA:

1. Соединить отрезки дорог с одинаковым именем и свойствами в один объект;
2. Разделить отрезки дорог там, где они пересекаются или одна из них заканчивается;
3. С каждой стороны отрезка дороги найти имя соседней или перекрещивающейся дороги и записать имя соседних дорог в специальные атрибуты SNS (название улицы в начале отрезка) и SNE (название улицы в конце отрезка);
4. Найти жилые дома, для которых эта улица располагается ближе всех;

5. Суммировать шумовое воздействие на эти здания;
6. Записать результаты в таблицы.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
1	Straßenbezogene Belastung für LDEN innerhalb der Pegelklasse (dB)																	
2	Ew/100m bezieht sich auf Einwohnerzahl für Lngt>60 dB						Summe der erfassten Einwohner : 119090											
3	ELEMENT	NUTZ	Länge	Ew/100m	Straße	von Straße	bis Straße	gesamt	> 35.0	> 40.0	> 45.0	> 50.0	> 55.0	> 60.0	> 65.0	> 70.0	> 75.0	> 80.0
273	212	*	3236.	0.	BAB 555	Brücke	Brücke	40.	40.	40.	6.	2.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
274	213	WA	4033.	0.	Sankt Augustiner Str	Brücke	Brücke	399.	396.	387.	290.	64.	10.	2.	0.	0.	0.	0.
275	213	MI	4033.	1.	Sankt Augustiner Str	Brücke	Brücke	247.	247.	226.	151.	99.	76.	48.	23.	0.	0.	0.
276	213	*	4033.	0.	Sankt Augustiner Str	Brücke	Brücke	56.	56.	56.	38.	20.	8.	5.	0.	0.	0.	0.
277	216	WA	3002.	0.	BAB 562	Brücke	Brücke	12.	12.	12.	12.	9.	4.	0.	0.	0.	0.	0.
278	219	WA	130.	0.	Nachtigallenweg	Robert-Koch-Str.	Robert-Koch-Str.	15.	15.	14.	9.	4.	1.	0.	0.	0.	0.	0.
279	222	WA	106.	0.	Vilicher Str.	Clemensstr.	Wittestr.	35.	35.	33.	23.	12.	9.	0.	0.	0.	0.	0.
280	224	WA	122.	0.	Schmittstr.	Robelstr.	Weierbornstr.	85.	84.	50.	8.	4.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
281	224	MI	122.	0.	Schmittstr.	Robelstr.	Weierbornstr.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
282	224	*	122.	0.	Schmittstr.	Robelstr.	Weierbornstr.	1.	1.	1.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
283	225	WA	36.	0.	Quirinusplatz	Hausdorffstr.	Dottendorfer Str.	1.	1.	1.	1.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
284	225	MI	36.	0.	Quirinusplatz	Hausdorffstr.	Dottendorfer Str.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
285	225	*	36.	0.	Quirinusplatz	Hausdorffstr.	Dottendorfer Str.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
286	226	WA	142.	0.	Neuenahrer Str.	Rheinbacher Str.	Endenicher Str.	28.	28.	28.	26.	16.	2.	0.	0.	0.	0.	0.
287	227	WA	26.	0.	Müldorfer Str.	Müldorfer Str.	Finkenweg	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
288	228	MI	179.	16.	Rathausgasse	Bischofsplatz	Belderberg	53.	53.	51.	31.	29.	29.	28.	27.	5.	0.	0.

Рис. 3. XLS таблица, результат количества подверженных шуму людей от определенного участка дороги (от улицы до улицы)

Такой расчет был произведен для города Бонн. Сначала все дороги с определенным именем получили идентификационный номер (номер шумовой группы NEG) Там, где развязка дорог сложная, объектам был присвоен номер самой влиятельной шумовой группы.

В каждой расчетной точке LimA записывает индекс участка доминирующей шумовой группы. В результате, фасадная карта шума показывает как далеко распространяется влияние доминирующих источников шума.

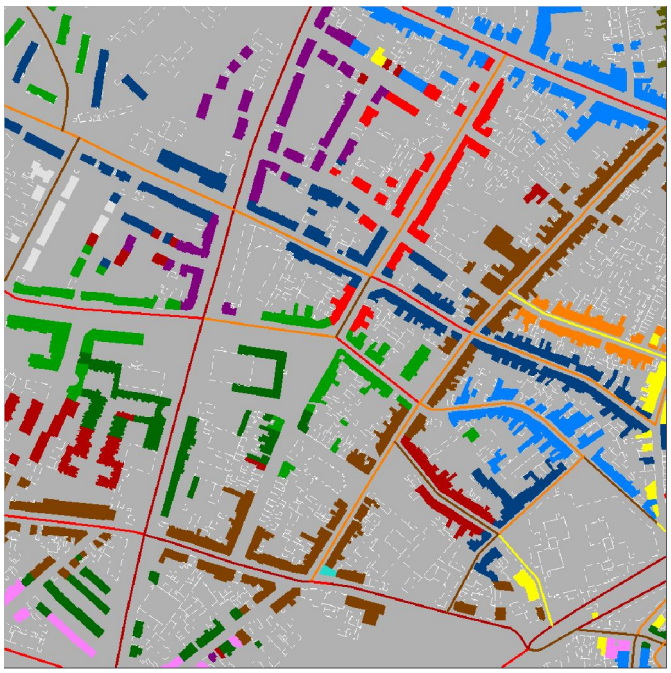


Рис. 4. Результаты шумовых групп в Бонне одинаковый цвет домов указывает на то, что здания находятся под шумовым влиянием одного доминантного источника

Перенаправление или обвод транспортного движения, например путем ограничения большегрузных транспортных средств (грузовиков), типичный метод для уменьшения зашумленности. Когда уменьшается максимальная зашумленность, появляется риск «загрязнения» тихих обратных сторон фасадов. Европейска Директива принимает это во внимание, располагая расчетные рецепторы на расстоянии 2м со стороны «тихих» фасадов. В городском планировании мы предлагаем работать с 2-х мерными таблицами, показывающих количество жителей в здании относительно средней , максимальной и минимальной величин шумового воздействие.

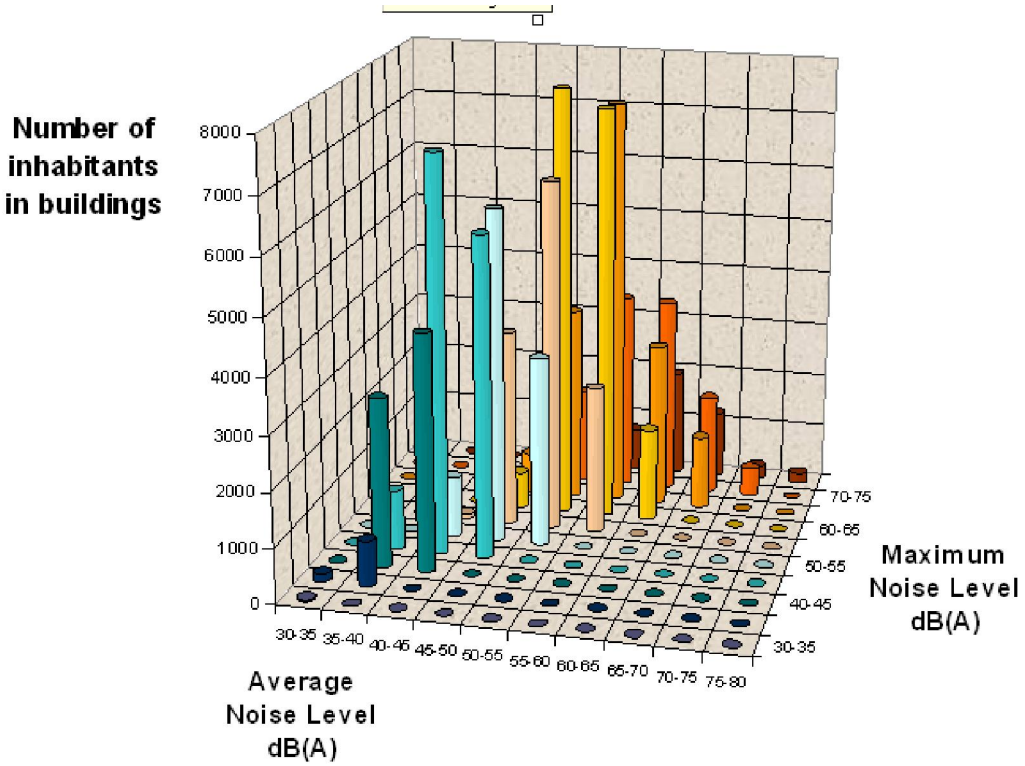


Рис. 5. 2-х мерная таблица влияния шума на население

Любое планирование снижения зашумленности предполагает дополнительную работу и конечно затраты. Важным условием является знать величину шума всех источников. Измерения шума позволяют собрать эту информацию. В случаях с промышленным шумом, не всегда возможно измерить шум от определенного источника, часто замеры это велична шума многих промышленных объектов, работающих одновременно плюс эффекты отражения и отклонения звука. Акустическая программа LimA предлагает возможность калибровки (reverse engineering), при имеющихся измерениях рассчитать шум каждого источника отдельно. Пример такой калибровки мы представляли на европейском конгрессе Euronoise 2009 [01]. 36 промышленных источников шума были калибрированы на основании измерений снаружи зданий:

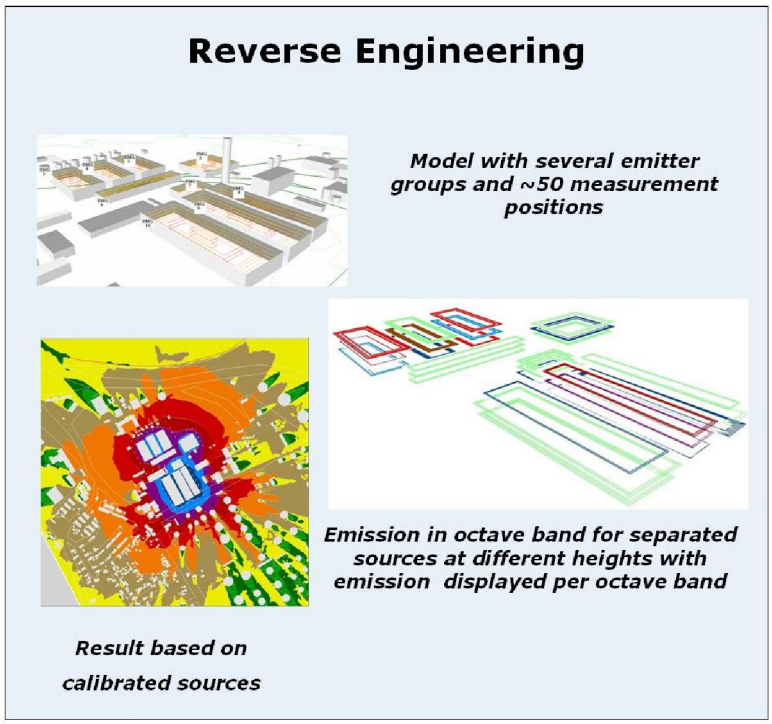


Рис. 6. Обратный расчет «reverse engineering шумового давления в октавах

Создание макрокоманд для автоматизации процессов

Автоматизировать рабочий процесс с помощью макрокоманд – это значит:

- Избежать утомительную «ручную» работу с меню;
- Уменьшить риск человеческого фактора, риск ошибок;
- Быстрее обработать проект, сэкономить время.

Макрокоманды (макрос) – это созданные пользователем последовательность команд, записанных в одном файле и запускаемые при вызове имени макрокоманды. Иногда макрос комбинируется с вводом дополнительных параметров, которые используются в качестве переменных внутри макроса. Помимо геометрическиз и математических операций макрос может работать с логическими командами (DO WHILE, IF , SEARCH). Основные аспекты техники макрокоманд в Predictor/LimA:

Использование автоматических рабочих процессов для объемных расчетных моделей может значительно сэкономить время, затрачиваемое на проектные работы. В проекте французского городского совета Лилль (“Departements Nord” Lille Metropole Communaute Urbaine) необходимо было произвести шумовое картирование согласно директиве ЕС, расчет и анализ шумового воздействия на население для региона 650км², для каждого из 85 городов создать отдельную шумовую карту в формате MapInfo и статистику в виде таблиц для каждого пункта:

- Уровень шума в дневное (LDEN) и ночное (Lnight) время;
- Для городских, районных и государственных дорог;
- Для скоростных и обычных поездов;

- Промышленный шум;
- Шум авиатранспорта;
- Комбирированный эффект для: всех автодорог, всех железных дорог, авто- + железных дорог, всех источников вместе;
- Определить количество жилых, общественных зданий подвергающихся повышенному уровню шума, а также школ и больниц.

На основании первоначальной оценки времени, необходимого на обработку данных (минимально около 6 мин, чтобы найти файл, открыть его, обработать и сохранить), потребовалось бы около 40 недель для создания более 16000 статистических таблиц и к ним относящихся графиков. Подготовка макрокоманд для автоматического процесса заняла 2 дня времени!

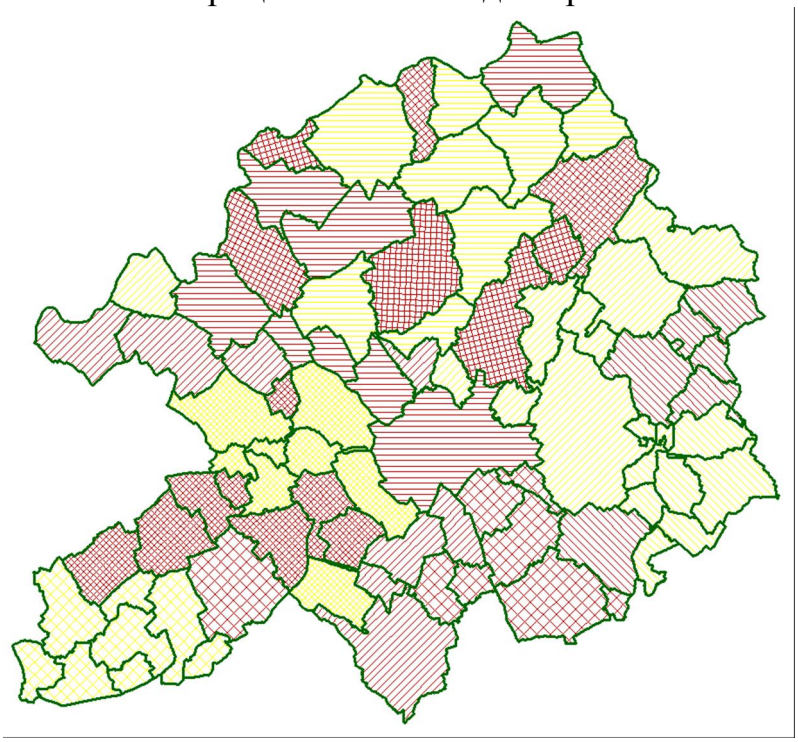


Рис. 7 Организация анализа шумового воздействия “Departements Nord“ параллельная работа 16 процессоров

Оценка эффективности планирования снижения шума.

Типичная схема, производимая при оценке различных планов по снижению шума – все шаги и команды комбинировать в макрос, который использует одну и ту же модель но процессы объеденены с различными объектами (например, незапланированные объекты относятся к группе А, новые дороги и барьеры относящиеся к первому сценарию – к группе Б и ко второму сценарию в группу С). Необходимые шаги в автоматизированном процессе:

1. Расчет шумового воздействия для сценария А и создание шумовой карты для результатов дня и ночи;
2. Расчет шумового воздействия для сценария Б (исключив объекты А) и создание графических карт;

3. Расчет шумового воздействия для сценария С (исключив объекты А) и создание графических карт;
4. Расчет шумового воздействие на население для каждого сценария;
5. Статистика шумового воздействие на население для каждого сценария;
6. Сравнение изменений в данных статистики для случаев В-А, С-А и (В-А) – (С-А).

Обработка модели исходных данных

Уточнение и обработку исходных данных невозможно избежать, т.к. в основном модели подготовлены в ГИС программах для различных целей. Собранные данные редко могут сразу же соответствовать требованиям специалистов по акустике. В основном акустическая программа позволяет пользователю с помощью команд манипулировать исходными данными.

Обработка данных – лазерное сканирование поверхности (Laser Scan Heights)

Сначала LimA проверяет данные лазерного сканирования (LIDAR) для создания поверхности с абсолютной высотой (относительно уровня моря). Интегрированный алгоритм позволяет определить высоту фасадов и горизонтальных крыш. По техническим причинам, высота определенная сканированием не может быть полной и точной. Запуск одного макроса поможет выполнить последующую обработку для всех зданий:

1. Если высота была найдена согласно данным лазерного сканирования:
   a. Программа проверяет находится ли здание над уровнем земли;
   b. Проверяет допустимость данной высоты (по отношению к размерам здания);
   c. Если проверка нашла ошибку – здание маркируется как дефектное, в противном случае – как определенное из данных лазерного сканирования (“Laser Data”).
2. Если высота здания не найдена в данных лазерного сканирования или признана дефектной:
   a. Программа находит по соседству здания с действительными данными;
   b. Использует их высоту относительно земли для создания усредненного значения(в рамках исследуемого района);
   c. Вводит новую высоту для исследуемого объекта и маркирует его как «Высота соседнего здания».
3. Если высоту здания невозможно определить:
   a. Вводится высота, принятая по умолчанию и маркируется как “высота по умолчанию”.

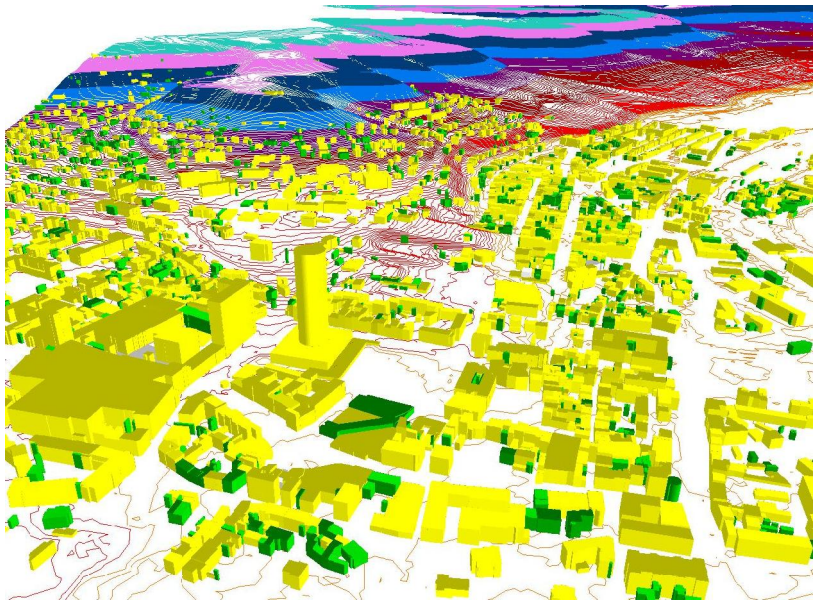


Рис. 8. Определение высоты из данных соседних объктов
(Копия из проекта Тюрингии,
Желтый цвет – данные лазрного сканирования
зеленый – высота взятая из соседних зданий

Обработка данных – создание склонов вдоль дорог

Часто модель поверхности земли не включает в себя конструкцию склонов, или насыпь может являться частью новой планируемой дороги/железной дороги. Автоматическое изменение поверхности и создание новой конструкции согласно данным о высоте дороги производится в программе с помощью макроса.

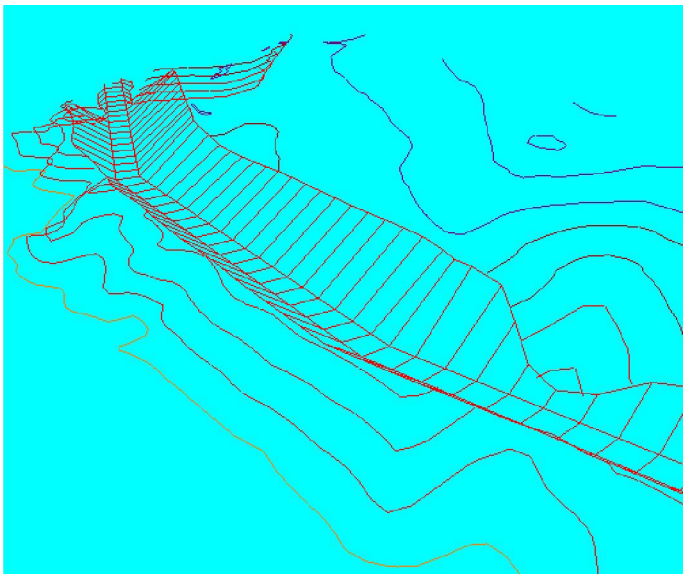


Рис. 9. Автоматическое создание новой конструкции поверхности земли

Обработка данных – Создание мостов

Дорожная сеть в соновном доступна в 2-х мерном виде. Имея 3-х мерную модель поверхности земли , дороги имеют высоту относительно поверхности земли. Введение 3-х мерных элементов мостов в модель, поможет найти правильное расположение источника шума. В том числе и экраны, находящиеся на мостах будут включены в расчет. В большинстве случаев месторасположение моста определено в модели одной линией, «осевой». С помощью макроса LimA обработает информацию и срздаст геометрические обекты мостов:

1. Найдет осевую линию моста
2. Найдет линию дороги параллельную оси моста (с заданной пользователем погрешностью)
3. Используя информацию о ширине дороги определит ширину моста
4. Создаст объект мост
5. Сформирует подпорки на концах моста как акустические барьеры и информацию для цифровой поверхности земли.

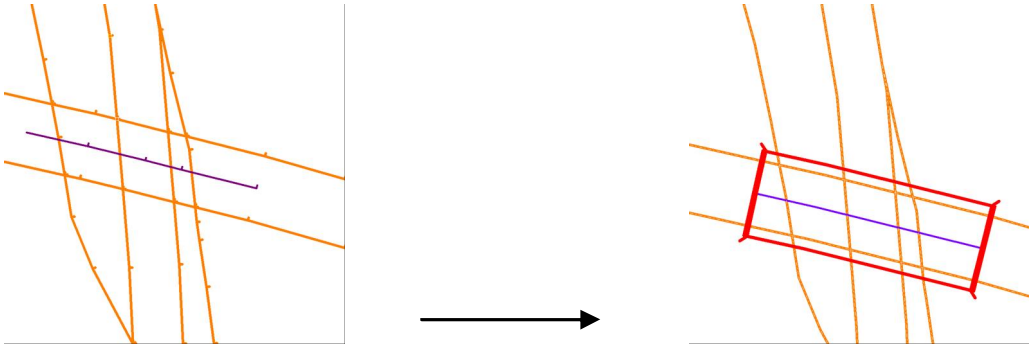


Рис. 10 Создание моста (Фирма MOSS)

Обработка данных – Пропускающие шум фасады в крупных промышленных зданиях

Внутри крупных промышленных залов обычно точно определено месторасположение источника шума. Для определения распространения шума снаружи здания, необходима информация о шуме излучаемом поверхностью фасада. Это можно установить, зная материал фасада и по возможности уровень звукового давления внутри здания. Если нет данных измерений (согласно ИСО 9613 распространение шума зависит от акустической модели внутри здания), то можно начать с предполагаемого шума. Мы создали 2 макроса, которые создают точечную сетку поверхности фасада, точки приемников внутри здания и под крышей.

Эквивалентный уровень звукового давления(Leq) будет рассчитан для точек внутри здания и на их основании определена сила шумового давления снаружи здания.

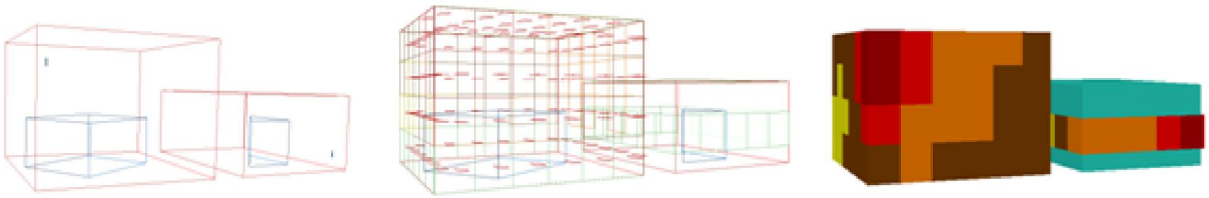


Рис. 11. Оригинальная модель с источниками шума внутри здания, обработанный фасад с точечными внутренними источниками и созданные наружные источники шума на фасаде здания

Шумовое картирование обширных площадей согласно директивы ЕС

В земле Северный-Рейн-Вестфалия, с населением ~20 млн. жителей и площадью примерно 40.000 км², автоматический процесс создания карты шумов был ориентирован на использование техники автоматизации расчетных процессов (workflow). Пользователь только выбирает город или некоторые из них или все города вместе.

Процесс включает в себя:

- Распознавание релевантной области;
- WFS_T (Web Feature Services) загрузка векторных данных зданий, источников шума и контурных линий из центрального банка данных CityGML;
- WCS (Web Coverage Service) Загрузка модели карты поверхности (GeoTIFF формат);
- Обработка данных согласно акустической программы (LimA), например конвертирование GeoTIFF растр данных в контурные линии поверхности и корректировка их (генерирование склонов);
- Разбивка на сетку квадрантов для запуска расчетов для каждого квадранта отдельно (размером 1 км x 1 км);
- Параллельный расчет квадрантов:
  - Расчетная сетка 10 м , на высоте 4 м над поверхностью земли, используя введенные параметры расчета;
  - Результат уровня зашумленности фасадов на высоте 4 м над поверхностью земли, используя введенные параметры расчета;
  - Определение результатов в 1% случайно выбранных позициях, используя особо точные параметры расчета.
- Сравнение настроенных и точных результатов и создание документа статистики для оценки качества;
- Определение количества людей, находящихся под воздействием определенного уровня шума
- Определение площади зашумленности в рамках отдельных уровней шума

- Создание графика результатов
- Экспорт результатов в таблицы, SHAPE файлы и файлы ASC grid которые готовы к экспорту в Web
- Обновление всех зданий в центральной базе данных CityGML через веб-интерфейс WFS-T

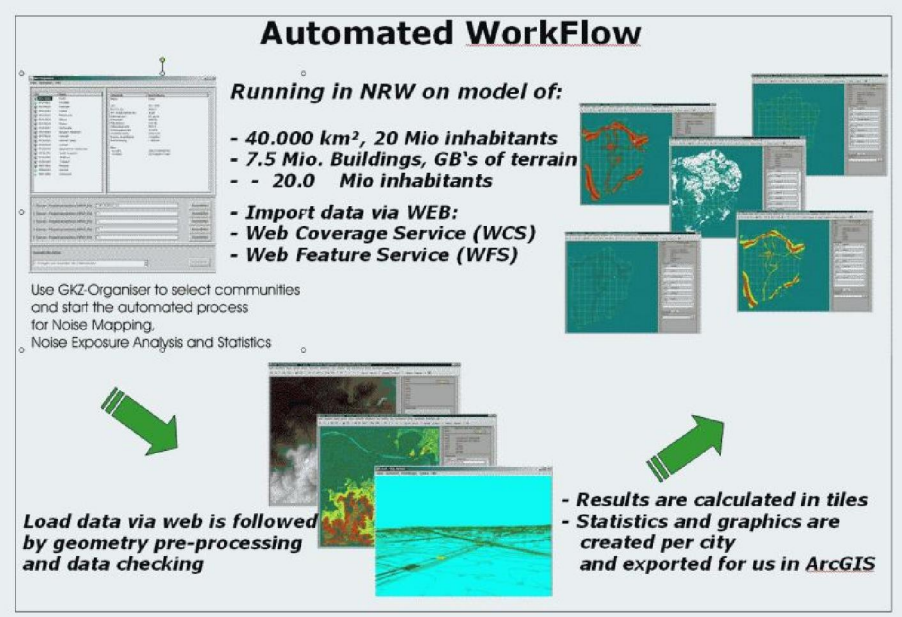


Рис. 12. Шумовое картирование обширных площадей согласно директивы ЕС в Земле СРВ

Обработка данных в интернете (Web based processing)

В немецкой земле Тюрингия осуществляют расчеты шумовых карт для разных городов в веб-интрфейсе. Веб-интрфейс создан фирмой NGIS, Гонконг. Данные земли Тюрингия размещены на сервере “Noise Data and Processing Server”. Основой для акустических расчетов является программа LimA. Каждый пользователь, имеющий полномочия входа в сеть, может запустить свой расчет и создать карту шума или карту зашумленности фасадов для отдельного города, для отдельной дороги или для выбранной площади прямо в интернете. Это экономит программные ресурсы и обеспечивает сохранение исходных данных используемой модели. В отличие от автономных или независимых акустических программ, гео-информационные системы позволяют работать параллельно многим пользователям с одной и той же моделью. Таким образом расчет всегда основан на одинаковом наборе данных. Обновление модели в центральной базе данных согласно изменениям пользователей возможно только с согласования с городскими советами и с администратором. Чтобы была возможность проследить историю изменения объекта , информация записывается в специальные атрибуты, где видна дата создания и дата изменения объекта, пользователь и организация осуществившая изменения. При осуществлении расчетов пользо-

ватель может установить срок действия, таким образом можно провести акустический анализ разных ситуаций , до и после изменений данных.

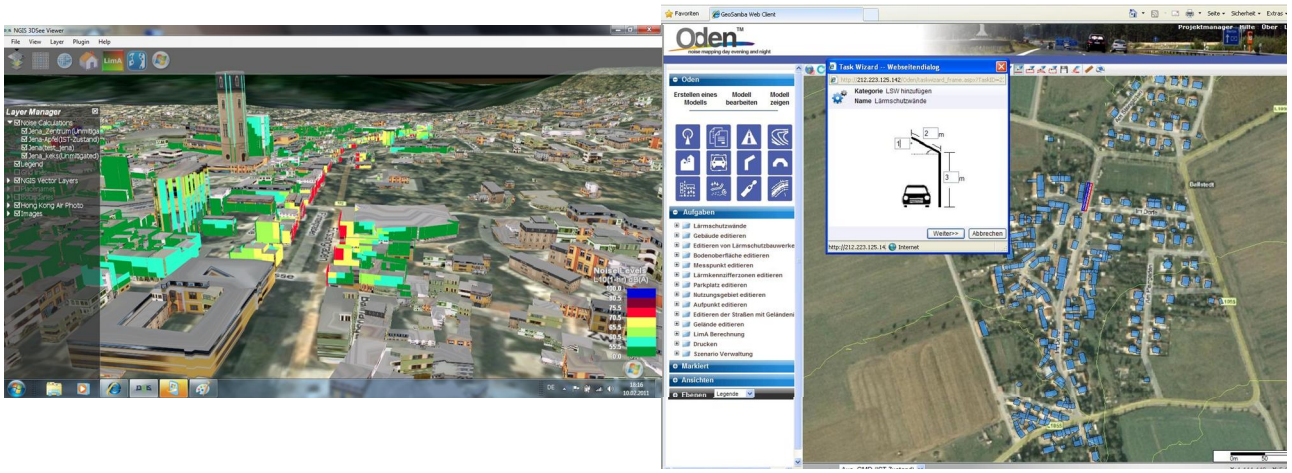


Рис. 13. ODEN веб-интерфейс
Усовершенствование модели + результаты расчетов фасадов
в 3-х мерном изображении

Заключение

Современные акустические программы в области анализа распространения шумов и построения шумовых карт значительно облегчают работу инженеров в том числе:

- Программы адаптируются к требованиям разных государств;
- Существуют настройки для возможности тестирования новых идей, например в области воздействия шума на население;
- Предоставляется возможность работать с ГИС- и цифровыми данными;
- Программы сокращают ручную работу и помогают избежать ошибок в расчетах благодаря возможности автоматических процессов.

Литература

1. Reverse Engineering – Improving Noise Prediction in Industrial Noise Impact Studies, H. Stapelfeldt, P. Vukadin, I. Bublic, I. Tudor, Paper at Euronoise 2009, Edinburg.
2. Wirkung von Verkehrsgeräuschen- Teil2, Kenngröße beim Einwirken mehrerer Quellarten, VDI 3722-2 Richtlinien im Entwurf.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА ШУМОЗАЩИТНЫХ ЭКРАНОВ

Грибов С.А.
ОАО «Завод акустических конструкций»

Опыт проектирования и производства шумозащитных, или как их иногда называют, акустических экранов (АЭ) позволяет нам обобщить полученные результаты, сделать некоторые выводы и предложить конструкции и способы проектирования АЭ.

Все виды преград, защищающих окружающую среду от шума, можно разделить на 2 типа: естественные (природные) и искусственные (инженерные). К природным относятся зеленые насаждения. Однако, эффективность их применения ограничена рядом факторов: сезонность (при применении лиственных деревьев), требованием иметь широкую лесозащитную полосу и необходимость подбора видов растений, проведением сложных лесопосадочных работ.

К искусственным преградам следует отнести земляные насыпи, бетонные, кирпичные и т.п. заборы и, собственно, АЭ.

Земляные насыпи можно использовать в местах, где полотно дороги уходит в искусственные выемки (ложбины) и освобождающаяся земля в виде валов укладывается вдоль дороги. При этом необходимо иметь ввиду, что требуется тщательное укрепление откосов насыпанного вала во избежание их размыва и оползновения.

Бетонные и кирпичные заборы. Ограниченность применения обусловлена физическими свойствами материала и, в первую очередь, низкой прочностью на изгиб. Поэтому высота и ширина пролета отдельных блоков ограничены габаритами 2,5х2,5 м.

Прежде чем перейти к анализу видов и конструкций АЭ, приведем некоторые количественные характеристики, позволяющие оценить соотношение между требованиями к снижению шума и сложностью получения этого снижения (таблица 1).

Таблица 1

Снижение шума экраном, дБ (А)	**Степень достижения**	**Снижение энергии звука, %**	**Субъективное снижение слышимости**
На 5	Просто	68	Заметное
На 10	Достижимо	90	Половина слышимости
На 15	Очень сложно	97	Треть слышимости
На 20	Почти невозможно	99	Четверть слышимости

Остановимся также на некоторых эмпирических правилах и зависимостях:

– каждый дополнительный 1 м высоты АЭ над линией визирования обеспечивает дополнительное ослабление шума на 1,5 дБ (А);

– отверстие в АЭ 20х20 см ухудшает его эффективность на 1 дБ (А);

– в большинстве случаев максимальное снижение шума, которое можно достигнуть с помощью АЭ, составляет до 20 дБ (А);

– любая конструкция, имеющая поверхностную плотность 20 кг/м² и больше, обеспечивает снижение шума на 20 дБ (А);

– для АЭ любым звуком, который передается через акустическое полотно, можно пренебречь, т.к. он будет слабее исходного звука не менее, чем на 20 дБ (А).

Также хочется отметить несколько особенностей установки параллельных экранов - с двух сторон дороги. В этом случае приходится говорить не только о воздействии на окружающую территорию прямого, но и отраженного звука. В случае установки звукопоглощающих экранов, отраженным звуком можно пренебречь, но если экраны - шумоотражающие, то эффективность АЭ снижается на 2-6 дБ (А). Таким образом, АЭ с эффективностью 10 дБ (А) в действительности обеспечит снижение уровня шума на 4-8 дБ (А). Поэтому недопустимо устанавливать в нижних рядах экрана панели без перфорации, а также производить замену перфорированных панелей АЭ на профлист при ремонтных работах.

Перейдем непосредственно к акустическим экранам (шумозащитным стенам).

Акустические экраны – наиболее распространенный и универсальный способ защиты от шума. Малый вес (по сравнению с бетонными, кирпичными экранами) и конструктивные особенности позволяют применять АЭ практически во всех случаях, когда это необходимо.

Проектирование шумозащитного экрана начинается с определения основных параметров: протяженности и высоты, которые рассчитываются по известной методике.

Выбор конфигурации экрана определяется архитектурным решением и регламентирует форму стойки. Остановимся на этом вопросе несколько подробнее. Экраны и, соответственно, стойки могут быть (рис.1):

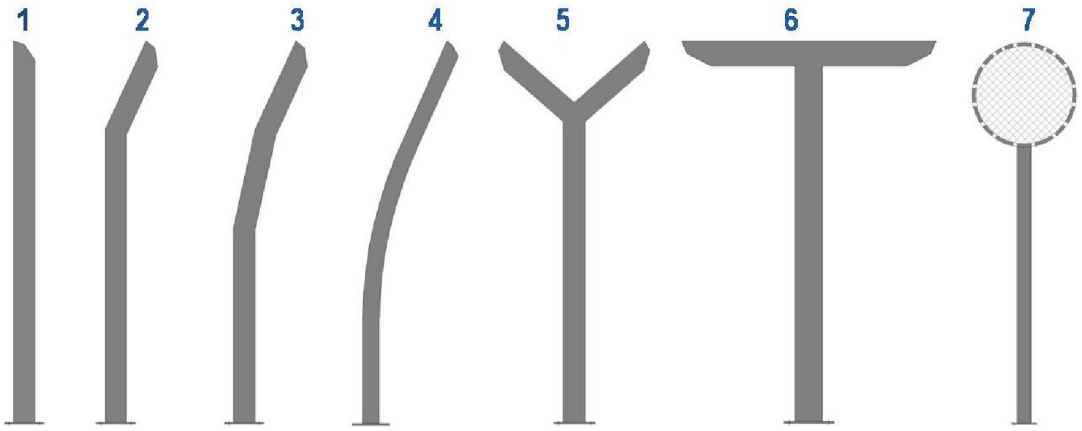


Рис. 1. 1 – прямые, 2 – Г-образные (угловые), 3 – фигурные, 4 – изогнутые по радиусу или многограннику, приближенному к радиусу, 5 – V-образные, 6 – Т-образные, 7 – С цилиндрическим или многогранным оголовком в верхней части экрана (дифрактором) и т.д.

Прямые экраны применяются наиболее часто.

«Г»-образные – в определенных условиях позволяют повысить эффективность на 1-1,5 дБ (А). Данные экраны особенно рекомендуются при установке вблизи (на расстоянии до 1 м) локальных источников шума – чиллеров, вентиляторов и т.п. объектов.

Необходимо иметь ввиду, что угол наклона верхней части АЭ не должен превышать 30˚, во избежание возникновения дополнительных напряжений в элементах АЭ и фундамента от снеговой нагрузки.

«V»-образные АЭ имеют те же достоинства, что и «Г»- образные, но при этом верхняя часть АЭ подвергается дополнительной снеговой нагрузке.

«Т»-образные АЭ наиболее эффективны с акустической точки зрения, т.к. они индекс изоляции воздушного шума на 2,5 дБ (А) выше, чем АЭ той же высоты с прямыми стойками. Для получения необходимого акустического эффекта необходимо, чтобы перфорация горизонтальной части экрана располагалась сверху. Однако, в зимних условиях на этой части экрана неизбежно будет нарастать снег и лед, увеличивая нагрузку на металлоконструкции АЭ и фундамент, снижая при этом эффективность АЭ. Поэтому экраны подобного типа хороши для стран с умеренным и теплым климатом и совершенно непригодны для России.

Экранах с дифрактором теоретически снижают шумовое воздействие на 1-1,5 дБ (А), при этом поверхность цилиндрической части экрана должна быть мягкой и пористой. Однако, чтобы придать дифрактору прочность, необходимо заключить этот звукопоглощающий элемент в металлическую оболочку. Таким образом, в результате мы имеем акустическую панель цилиндрической формы, которая не работает в зимних условиях и с успехом может быть заменена обычной акустической панелью, устанавливаемой вертикально.

Если предположить, что диаметр дифрактора равен 0,5 м, то его развертка составляет примерно 1,5 м. Однако, задняя, по отношению к источнику шума, треть дифрактора не работает и, таким образом, дифрактор диаметром 0,5 м может быть заменен на акустическую панель высотой 1 м. Кроме того, теория акустических расчетов дифрактора, по имеющимся у нас сведениям, в России не разработана и экспериментально не подтверждена. Поэтому применение дифракторов в шумозащитных экранах представляется недостаточно обоснованным и преждевременным.

АЭ состоит из стоек и акустического полотна.

Стойки

Конструктивно стойки являются основным элементом силового каркаса АЭ и передают ветровую нагрузку, воспринимаемую акустическим полотном фундаменту, обеспечивая устойчивость АЭ.

Конструкция стойки выбирается, исходя из прочностных расчетов. При этом у АЭ с «несущими» панелями при расчете стоек необходимо учитывать пульсационную составляющую ветрового давления, т.к. акустические панели жестко соединяются со стойками, а в АЭ с силовым каркасом пульсационные нагрузки можно не учитывать, т.к. все элементы АЭ соединяются между собой с зазорами.

Стойки испытывают наибольшие, по сравнению с другими элементами АЭ, нагрузки. Стойки могут быть выполнены из двутавровых балок, швеллеров, труб. Стойки должны иметь фланцы крепления, которыми они присоединяются к фундаментам или к закладным элементам искусственных сооружений (мостов, эстакад). Крепление должно осуществляться с помощью болтов (шпилек) и гаек.

Приварка фланцев стоек к закладным элементам или бетонирование концов стоек в фундаменты не рекомендуется, т.к. в этом случае исключается возможность регулировки положения стоек.

Иногда возникает необходимость крепления стойки не на полотне пролетного строения, а сбоку. В этом случае фланец крепления стойки переносится с торца балки на боковую поверхность и акустическое полотно смещается за габариты пролетного строения, как это выполнено на Ржевской эстакаде КАД Санкт-Петербурга.

Большая часть времени при проектировании АЭ затрачивается на проектирование стоек, т.к. другие элементы АЭ легко поддаются стандартизации. Конструкция стоек зависит от:

1) местности, по которой проходит трасса – при крутых подъемах (спусках) АЭ становится ступенчатым и стойки должны обеспечить эту ступенчатость;

2) трассы размещения экрана – в случае резких поворотов АЭ стойки должны обеспечить эти повороты, не нарушая акустической герметичности;

3) наличия деформационных (температурных) стыков на искусственных сооружениях – в этом случае необходимо предусмотреть возможность перемещения части АЭ вместе с подвижной частью моста или эстакады.

Акустическое полотно

Акустическое полотно может быть 2-х типов:

С «несущими» панелями, воспринимающими ветровую нагрузку и передающими ее непосредственно стойкам,

С силовыми (промежуточными) элементами, передающими ветровую нагрузку от панелей к стойкам (силовым каркасом) (рис.2).

Экран с несущими панелями

Экран с силовым каркасом

Рис. 2

Конструкция «несущих» панелей усложняется из-за наличия дополнительных ребер жесткости и увеличенной толщины материала, по сравнению со вторым типом акустического полотна. Происходит это из-за того, что длина панели равна длине пролета (расстоянию между соседними стойками). Излишняя жесткость панелей снижает конструктивные возможности применения АЭ.

Акустическое полотно АЭ, собираемое на силовом каркасе, лишено тех недостатков, которые присущи «несущим» панелям. Панели, образующие акустическое полотно АЭ с силовым каркасом на 20%-30% легче, в пересчете на 1 м² акустического полотна. Податливые силовые элементы каркаса позволяют изменять конфигурацию акустического полотна, например, при обходе опор освещения, установленных в оси АЭ.

Перейдем к конструкции основных элементов акустического полотна.

Панели.

Подавляющее большинство акустических панелей производится из металлического листа (стального, алюминиевого). Стальные листы во избежание коррозии должны иметь антикоррозионное покрытие. Наиболее часто применяется материал «Pural», ПВДФ - оцинкованная сталь, покрытая пластиком в заводских условиях. Срок службы покрытия по данным завода-изготовителя устанавливается – 15 лет. Поверхность акустических панелей, изготовленных из «Pural» и установленных 8 лет назад, находится в хорошем состоянии.

Другой вариант покрытия – порошковая окраска частей панели в процессе производства в электростатическом поле. Срок службы такого покрытия теоретически – 10 лет. На практике панели приходят в негодность через 2 года. В этом легко убедиться, проехав по КАД и осмотрев панели с порошковой окраской.

Применяются также панели из нержавеющей стали. Однако, стоимость такой панели примерно в 2 раза выше, чем панелей с покрытием, а антикоррозионная стойкость панелей остается на низком уровне.

В качестве звукопоглощающих элементов в акустических панелях чаще всего используется минеральная вата. Чем больше плотность минеральной ваты, тем лучше звукопоглощающие свойства, однако это справедливо до определенного предела.

Зачастую АЭ выполняются комбинированными, т.е. включают в состав акустического полотна как звукопоглощающие, так и звукоотражающие (прозрачные) панели, в которых в качестве прозрачного материала используются триплекс, поликарбонат, полиметилметакрилат (Plexiglas). Последний материал наиболее предпочтителен по соотношению цена-качество.

Немаловажное значение имеет ремонтопригодность панелей. В случае повреждения «несущей» панели ее приходится заменить целиком (при пролете 3 м. и высоте панели 0,5 м площадь заменяемой панели составит 1,5 м^2), а при повреждении акустического полотна АЭ с силовым каркасом чаще всего заменяется одна панель площадью 0,5 м².

Опорный профиль – применяется только в АЭ с силовым каркасом для восприятия массы акустического полотна и для герметизации щели, образую-

щейся между нижним краем акустического полотна и грунтом (поверхностью искусственного сооружения). Осуществляется это с помощью фартука.

Горизонтальные профили (связи) применяются только в АЭ с силовым каркасом. За счет своей податливости позволяют изгибать акустическое полотно, что дает возможность применять в одном АЭ стойки различных видов (прямые, фигурные, «Г»-образные) и решать различные конструктивные задачи, например, обход опор освещения, ступенчатый переход АЭ при фигурных и «Г»-образных стойках и т.п..

Окна доступа к опорам освещения. Довольно часто опоры освещения на искусственных сооружениях располагаются за АЭ и для их обслуживания в АЭ требуется предусмотреть проем, обеспечивающий свободный доступ к клеммной коробке опоры освещения. У АЭ с силовым каркасом это осуществляется путем замены одной панели на специальный лючок, обеспечивающий в закрытом положении акустическую герметичность.

Заключение

Основными критериями работоспособности АЭ должны быть: акустическая эффективность, механическая прочность и долговечность. Все остальные требования вторичны и зависят от компетенции, квалификации и творческих способностей заказчика и проектировщика.

Наиболее предпочтительными АЭ для защиты населения от шума являются прямые, изогнутые(фигурные) и Г-образные экраны.

Применение акустического полотна АЭ с силовым каркасом более предпочтительно по сравнению с акустическим полотном из несущих панелей.

Панели, покрытые пластиком в заводских условиях, предпочтительнее панелей с порошковой окраской.

К применению новых материалов в АЭ надо подходить с большой осторожностью и применять их только после всесторонних, тщательно проведенных испытаний.

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ЭКРАНОВ СО ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИМИ ПАНЕЛЯМИ ИЗ ИМПРЕГНИРОВАННОЙ ДРЕВЕСИНЫ

Шашурин А.Е., Тюрина Н.В., Семёнов Н.Г., Корнилов В.А.
Балтийский Государственный технический университет
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

Введение

По данным исследователей более 60% населения больших городов проживает в условиях повышенного шумового загрязнения. В условиях плотной жилой застройки и активно развивающейся инфраструктуры всё чаще приходится сталкиваться с повышенным шумом от стационарных источников – промышленного оборудования, дизель-генераторных установок и др. Для снижения шума от таких установок требуется разработка особых конструкций, обладающих высокими акустическими свойствами и гармонично вписывающимися в городской пейзаж.

Данная статья посвящена вопросам снижения шума стационарного оборудования, объектами исследования являются жилые здания, расположенные по соседству с бизнес-центром. Основным источником шума, оказывающим влияние на защищаемые объекты, является дизельная электростанция Р500Р3 (далее ДГП), расположенная во дворе здания делового центра, служащая для обеспечения электроснабжения делового центра. Электростанция имеет размеры 1м на 5м, высота электростанции - 2м. Ближайшая жилая застройка располагается на расстоянии 18м от дизельной станции. Для определения акустических характеристик оборудования проведены натурные измерения уровней шума. Результаты натурных измерений представлены в таблице 1. Уровни шума, измеренные на территории ближайшей жилой застройки до применения шумозащиты, представлены в таблице 2.

Таблица 1

Уровни звука, измеренные в «ближнем» звуковом поле дизельной электростанции

№ точки	Измеряемый параметр	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА	$УЗ_{max}$, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
	Фоновый шум	63,2	62	54,2	48	45,5	44,6	39,3	32,3	24,8	48,7	52
1	Шум в 1 м от ДГП	80,4	84,6	79,5	80,7	74,2	74,5	62,1	55,6	48	77,4	77,9
2	Шум в 1 м от ДГП	78,8	78,7	80,4	81,1	72,2	73,4	62,8	55	47,6	76,9	77,1
3	Шум в 1 м от ДГП	79,5	81,3	80,3	80,2	71	73	63,4	55,7	49	76,3	76,6
4	Шум в 1 м от ДГП	80,3	83	79,3	80,3	70,3	71,1	60,5	53	44	74,9	75,3

Таблица 2

Уровни шума, измеренные на территории ближайшей жилой застройки

№ точки	Измеряемый параметр	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА	$УЗ_{max}$, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1	Фоновый шум	61,1	60	54,1	46,2	41,5	32,8	25,1	27,2	27,0	46,0	50,2
1	Шум 2-х метрах от фасада дома	67,9	68,4	69,4	66,1	59,9	53,2	44,9	42,3	39,4	61,5	61,9
Норма шума с 7 до 23 ч с учётом поправки на постоянный шум		**85**	**70**	**61**	**54**	**49**	**45**	**42**	**40**	**39**	**50**	**65**

Как следует из результатов измерений, уровни шума на территории ближайшей жилой застройки превышают нормы во всём частотном диапазоне. Уровень звука превышает ПДУ на 11,5дБА. Ситуация ухудшается наличием отражённого звука, обусловленного тем, что электростанция располагается между зданиями.

Для достижения нормируемых значений предложено оградить источник шума акустическим экраном с панелями из импрегнированного дерева с повышенным коэффициентом звукопоглощения. Согласно разработанному проекту предусмотрена установка акустического экрана высотой 3,5м по периметру электростанции, что позволяет снизить прямой и отражённый шум.

Схема расположения экрана представлена на рис. 1.

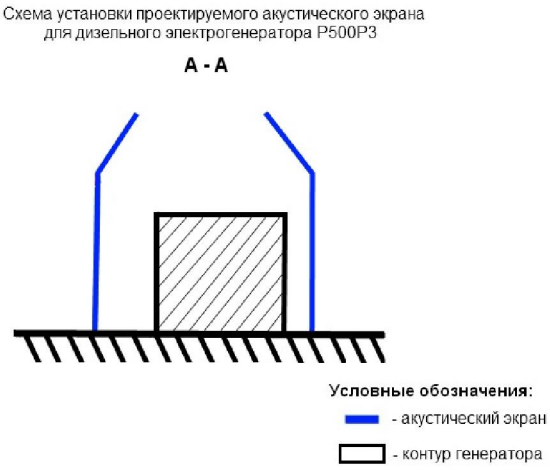


Рис. 1. Схема расположения АЭ

Звукопоглощающие панели из импрегнированной древесины нашли широчайшее распространение в Европе для снижения шума от авто и железных дорог, а также стационарных источников шума.

Акустический экран (АЭ) из импрегнированной древесины представляет собой оригинальную конструкцию, он изготавливается из деревянных панелей-модулей, пропитанных минеральными солями в автоклавах. Конструкция панели трёхслойная со звукопоглощающим наполнителем, закрытым специально изготовленной прочной акустической сеткой. Панели устанавливаются между оцинкованными металлическими стойками. Крепление всех деревянных деталей при помощи крепежных деталей из нержавеющей стали. Стойки сооружаются на специальном фундаменте из винтовых свай. Акустические экраны из импрегнированного дерева работают на принципе отражения звука (плотной герметизированной панелью) и поглощения звука (слоем звукопоглощения, закрытым со стороны источника звука акустической сеткой). АЭ обеспечивает отличные звукопоглощающие свойства (в таблице 3, указан коэффициент звукопоглощения панели), что заметно увеличивает акустическую эффективность конструкции. Специальная обработка (импрегнирование) позволяет древесине надолго сохранять свои свойства, что является важным фактором в условиях агрессивной окружающей среды.

Таблица 3

Коэффициент звукопоглощения акустической панели из импрегнированной древесины

Толщина панели, мм	**Значения коэффициента звукопоглощения α в октавных полосах частот со среднегеометрическими значениями, Гц**							
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
100	0,4	0,78	0,88	0,9	0,99	0,93	0,9	0,9

В соответствии с проектом акустический экран высотой 3,5м установлен на расстоянии 1м от дизельной электростанции, для технологического обслуживания генератора сконструирован проём, не ухудшающий акустических характеристик экрана.

После установки экрана проведены измерения уровней шума в ближайшей жилой застройки. Измеренные значения уровней звука представлены в таблице 4.

Таблица 4

Уровни звука, измеренные на территории ближайшей жилой застройки после установки экрана

№ точки	Измеряемый параметр	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА	$УЗ_{max}$, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1	Фоновый шум	61,1	60	54,1	46,2	41,5	32,8	25,1	27,2	27,0	46,0	50,2
1	Шум в 2-х метрах от фасада дома	64,2	62,3	60	54,0	44,7	34,5	25,4	27,8	27,4	49,2	52,1
Норма шума с 7 до 23 ч с учётом поправки на постоянный шум		**85**	**70**	**61**	**54**	**49**	**45**	**42**	**40**	**39**	**50**	**65**

Как следует из результатов измерений, уровни шума на территории жилой застройки во всём частотном диапазоне не превышают предельно-допустимых значений. В таблице 5 показана эффективность акустического экрана, полученная экспериментальным и расчётным способом.

Таблица 5

Примечание	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Эффективность, Полученная экспериментально	3,7	6,1	9,4	12,1	15,2	18,7	19,5	14,5	12
Эффективность, полученная расчётным способом	4,2	8,2	11,2	14,1	17,1	20,8	22,6	25,6	29,3

Спад эффективности экрана, определенной на основании натурных замеров, на высоких частотах обуславливается возможными недочётами при монтаже экрана (неплотное прилегания панели к стойке экрана).

Таким образом, спроектирован и установлен акустический экран, изготовленный из импрегнированной древесины, обладающий высокой акустической эффективностью, органично вписывающийся в городской дизайн, обладающий повышенной стойкостью к внешним воздействиям агрессивной окружающей среды и имеющий более низкую стоимость, чем металлические экраны (не менее, чем на 60-70%). Шум в ближайшей жилой застройке во всём частотном диапазоне после установки экрана соотвествует предельно-допустимым нормам.

Литература

1. Н.И. Иванов Инженерная акустика теория и практика борьбы с шумом. Учебник.– М.: Университетская книга, Логос, 2008.–424с
2. Инженерная и санитарная акустика. Сборник нормативно–методических документов. СПб: Компания «Интеграл», 2008, 1т–820с, 2т–822с
3. ГОСТ Р 51943-2002 «Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности».

К УЧЁТУ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АКУСТИЧЕСКИХ ЭКРАНОВ

Попова М.В. [1], *Федоренко С.Н.* [1], *Давыдов В.В.* [2]
ОАО 58 ЦПИ (1),
СПБ Университет кино и телевидения (2)

В настоящее время в связи с большим объёмом жилищного и промышленного строительства в городах всё большее внимание уделяется борьбе с шумом. Создавшаяся ситуация требует проведения эффективных мероприятий. Наиболее распространенным и эффективным способом защиты от шума является использование акустических экранов (АЭ). Они используются на проходящих через населенные пункты автомобильных и железных дорогах, на крышах и стенах жилых и административных зданий для снижения шума от холодильного и вентиляционного оборудования.

АЭ представляют собой препятствие между источником шума и прилежащей территорией. Снижение шума происходит за счёт основных физических явлений, происходящих на поверхности и в конструкции экрана - звукоотражения, звукопоглощения, звукоизоляции и дифракции.

При большой потребности в АЭ в настоящее время эффективность шумоглушения по-прежнему не связывают с их физико-механическими характеристиками. Одни и те же конструкции используются для борьбы с источниками шума различной физической природы и соответственно различного диапазона частот и интенсивности.

Маекавой в [2] приведена зависимость поглощающих свойств материла от акустического импеданса поверхности экрана -**Z**. При этом не рассматривается. как зависит излучающая способность экрана от акустического импеданса поверхности.

Исследования влияния механических свойств материала на эффективность мероприятий по шумозащите позволит выбирать АЭ с оптимальными физико-механическими свойствами с учётом частотной характеристикой источника шума и с учётом требований санитарных норм для защищаемых объектов.

В статье предлагается рассматривать АЭ с точки зрения теории колебаний изгибно-колеблющейся пластины конечных размеров, с рёбрами жесткости, шарнирно опёртой при действии на неё точечной или линейной силы. Такой подход применяется при конструировании корпусов и внутренних переборок судов для разработки эффективных мероприятий по шумозащите. [1, 3].

Пусть в весьма протяжённой (теоретически безграничной) пластине возбуждена синусоидальная волна изгиба с амплитудой колебательной скорости ξ.

Если волна в пластине бегущая, то излучение в воздух происходит под углом γ

$$\sin\gamma=\lambda_в/\lambda_п,$$

где:

$\lambda_в$ – длина звуковой волны в пространстве,

$\lambda_п$ – длина волны колебаний изгиба в пластине.

Из теории колебаний известно, что стоячая волна в какой-либо колебательной системе может быть представлена как результат сложения двух бегущих волн, распространяющихся в противоположных направлениях. Очевидно, при наличии стоячей волны изгиба в пластинах излучение будет иметь форму уже двух плоских волн, идущих под углом γ к нормали, для которых

$$\sin\gamma=\pm\lambda_в/\lambda_п$$

Для исследования характера излучения на различных частотах, выразим частотный фактор излучения согласно [1] в децибелах.

$$\gamma_{изл} = 10\lg \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\lambda_в}{\lambda_п}}},$$

где $\gamma_{изл}$ – частотный фактор излучения, дБ.

Изменение частотного фактора излучения для бесконечной пластины приведена на рис. 1 (сплошная линия).

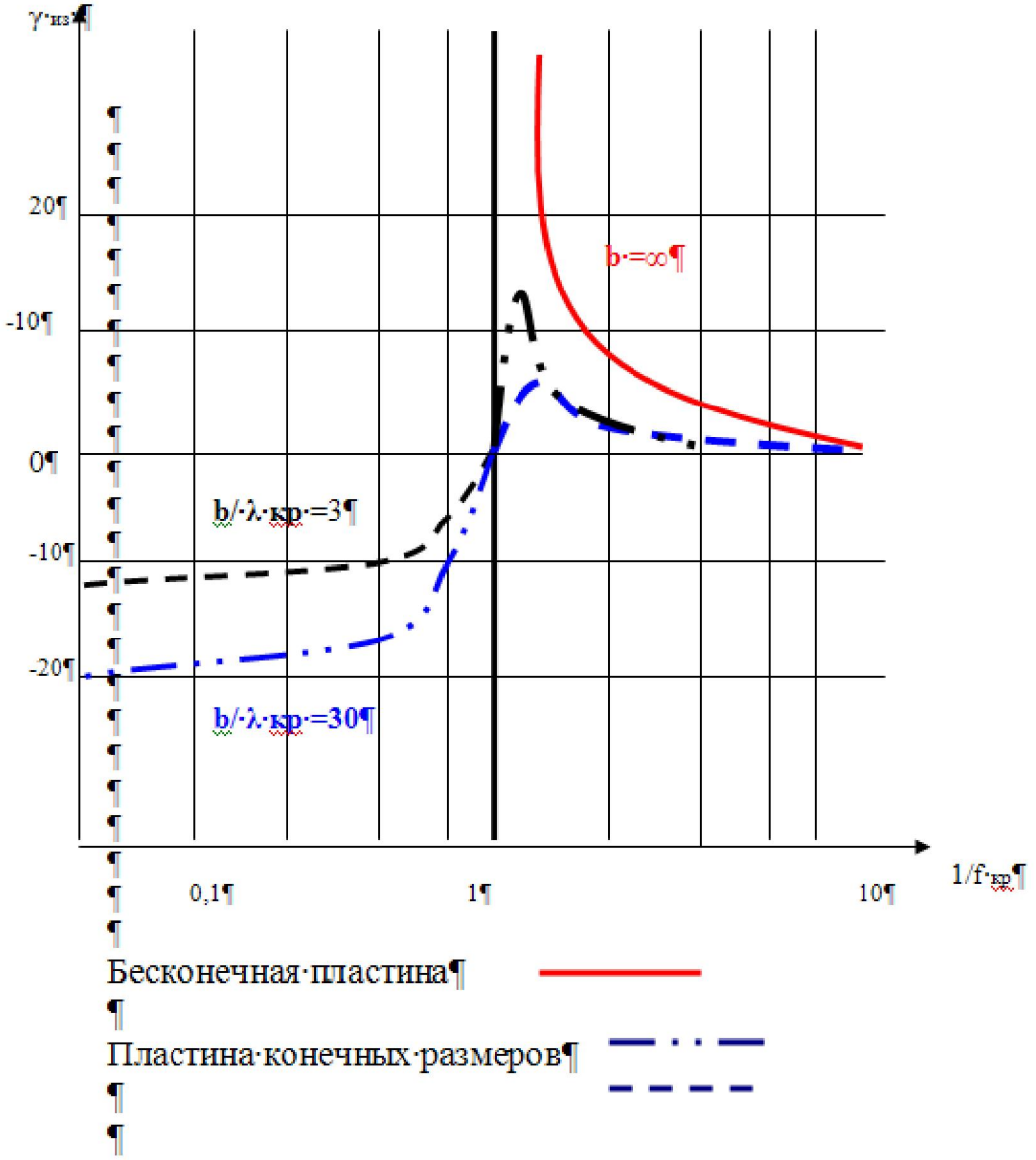


Рис.· 1.· Частотная· зависимость· фактора· излучения· при· изгибных колебаниях·пластины.¶

Рассмотрим колебания пластины при действии на пластину конечных размеров точечной и линейной силы поперечной силы.

При действии на пластину точечной поперечной силы F её излучение существенно зависит от соотношения сопротивлений среды и пластины $\rho_0 c_0/\omega m$. В воздухе, когда $\rho_0 c_0 << \omega m$, излучение пластины не направлено, а пластина ведёт себя как круглый поршень в жёстком экране. Если принять радиус поршня, равным, a= λп./4. Это означает, что на частоте

f<fкр при возбуждении пластины точечной силой её излучение обусловлено колебаниями кругового участка пластины в окрестности действия силы, размером a=λи пл./4. Остальная часть пластины при этом не излучает.

Когда $\rho_0 c_0 >> \omega m$, что имеет место на низких частотах, излучение имеет направленность подобно дипольному излучателю. Это объясняется тем, что при

$\rho_0 c_0 >> \omega m$ пластина становится звукопрозрачной и среда, вытесняемая одной стороной излучающего кругового участка пластины, как бы «перетекает» к противоположной его стороне.

При прохождении изгибных волн через препятствия в виде рёбер жесткости, расположенных на пластине, в местах их расположения возникают силовые и моментные реакции. Результирующее волновое поле, образующееся в этом случае в пластине, можно представить как суперпозицию волны, имеющую место в пластине до установки препятствия, и волны, порождённой усилиями реакции препятствия на проходящую через него волну.

Соответствующее излучение бесконечной пластины с установленными на ней точечными или линейными препятствиями можно рассчитать, если известны силы реакции. Расчётные формулы приведены в [3]. В случае двух линейных параллельных препятствий шарнирно опёртого типа, между которыми посередине образованной ими полосы действует линейная сила - F0 усилия реакции также будут иметь характер линейных сил Fp. Амплитуда этих сил определяется коэффициентом передачи силы системы, принимающим максимальные значения на резонансных частотах полосы, равные

$$\alpha_{F_i} = \frac{F_p}{F_0} = \frac{1}{\eta}\sqrt{\frac{f_{p1}}{f_{pi}}},$$

где:

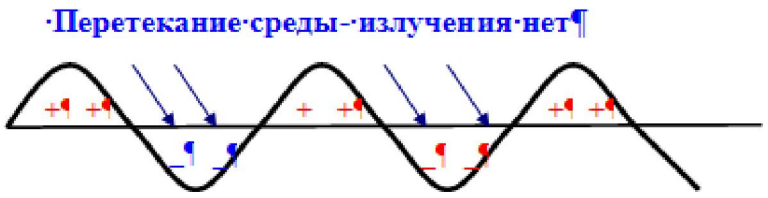
η – коэффициент потерь в полосе пластины, ограниченной препятствиями, обусловленный поглощением колебательной энергии в пластине и оттоком энергии через препятствие.

f_{pi} – резонансные частоты полосы (i=1,2,3…).

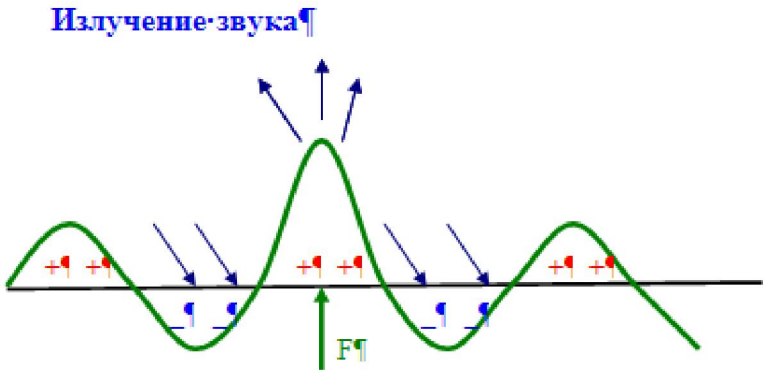
Так как на практике η«1, то амплитуды сил реакции будут на резонансных частотах превышать силу возбуждающую пластину. F0. Излучение пластины за счёт наличия на ней препятствий можно вычислить по формулам, приведённым в [3].

На частотах f< fkp это излучение пластины определяется её участками, непосредственно прилегающими к препятствиям и имеющими общую ширину, равную 2λ п./3. Это излучение на частотах $f = f_{pi}$ и $f \le f_{кр}$ называют резонансным, а излучение обусловленное силой F0-нерезонансной. Величина резонансного излучения пластины тем меньше, чем больше коэффициент потерь, т.е. чем больше поглощается в ней колебательной энергии. Нерезонансное излучение пластины от потерь в ней не зависит.

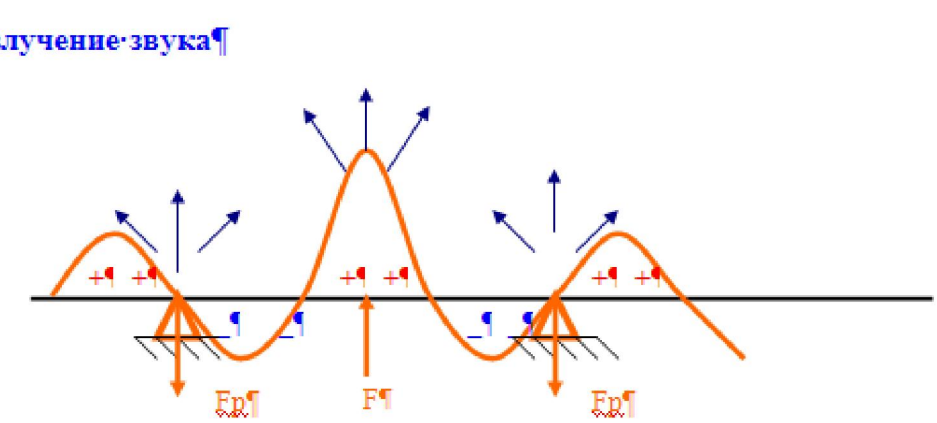
При возбуждении изгибных колебаний в пластине конечных размеров на частоте $f \le f_{кр}$ излучать будут участки её поверхности, примыкающие к месту приложения возбуждающих сил, а также к краям пластины. Описанные процессы приведены на рис 2.



а) пластина с бегущей волной изгибной



б) пластина, возбуждаемая линейной силой



в) Пластина, с установленными шарнирно-опёртыми препятствиями, возбуждаемая линейной силой

Рис. 2. Схема взаимодействия изгибно-колеблющейся пластины со средой, расположенной над пластиной.

При рассмотрении вопросов звукоизоляции всегда указывается значение критической частот, это определяется тем, что на критической частоте имеет место резонанс совпадения $f_{кр} = f_{совп}$, при котором пластина пропускает звук, если в ней нет механических потерь. Резонанс совпадения есть по существу, явление обратное вышеизложенному излучению пластиной звука под углом γ. Если плоская волна падает на пластину под углом $\gamma = \arcsin \lambda_в/\lambda_п$, то в пластине возникает волновой процесс, и она пропускает звуковую волну, что и вызывает потерю звукоизоляции пластины.

Звукоизоляция ограждения, представляющего собой прямоугольную пластину с шарнирно опёртыми краями, делится на 3 характерные области с частотами fp1и f кр, , где fp1- первая резонансная частота изгибных колебаний.

На частоте fp1 механическое сопротивление ограждения минимально. Поэтому амплитуда звуковой вибрации, обусловленной воздействием звукового давления на ограждение, имеет на этой частоте максимум, а звукоизоляция минимум.

На частотах f< fp1- сопротивление пластины имеет упругий характер.

Поэтому с увеличением частоты сопротивление излучения уменьшается и амплитуда её колебаний и излучённого звукового давления, возникающих под воздействием звукового давления, растут с увеличением частоты, что эквивалентно снижению звукоизоляции.

На частотах fp1< f< f кр излучение ограждения обусловлено излучением расположенных по краям конструкции полосовых участков шириной равной 2λ п./3. (некомпенсированные моды из-за конечности размеров пластины).

При этом величина излучаемой звуковой энергии пропорциональна ширине указанных полос и амплитуде вибраций. Так как λп с ростом частоты уменьшается, то излучение ограждения при этом снижается и звукоизоляция возрастает.

Поскольку звукоизлучение изгибно-колеблющихся конструкций в данном диапазоне частот зависит от граничных условий, то звукоизоляция также меняется с их изменением.

Излучение конструкции практически не зависит от внутренних потерь колебательной энергии в ограждении, так как они практически не зависят от внутренних потерь колебательной энергии в ограждении и малы по сравнению с потерями, обусловленными звукоизлучением конструкции.

На частотах f> f кр становится излучающей вся поверхность ограждения, поэтому излучение возрастает, а звукоизоляция падает. Звукоизлучение изгибно-колеблющейся конструкции на частоте f> fkp практически не зависит от граничных условий, поскольку излучает вся поверхность конструкции. Коэффициент потерь, обусловленный звукоизлучением ограждения, обратно пропорционально частоте при (f> fkp0, становится меньше коэффициента внутренних потерь в конструкции ограждения).

Поэтому увеличение этого коэффициента повышает звукоизоляцию ограждения, так как при этом возрастает количество колебательной энергии, поглощаемой в ограждении.

На частоте fp1 механическое сопротивление ограждения минимально. Поэтому амплитуда звуковой вибрации, обусловленной воздействием звукового давления на ограждение, имеет на этой частоте максимум, а звукоизоляция минимум. На частоте fkp имеет место максимум излучающей способности конструкции. Вследствие чего звукоизоляция ограждения на этой частоте резко уменьшается. Звукоизоляция ограждения как на частоте fp1 и так и на fkp пропорциональна коэффициенту внутренних потерь в ограждении.

Подкрепление пластин набором рёбер жёсткости оказывает существенное влияние на звукоизоляцию. Вследствие ужесточения конструкции повышаются

её резонансные частоты изгибных колебаний, в том числе и первая резонансная частота fp1.

В результате на частоте ниже fp1 звукоизоляция ограждения существенно возрастает, в остальном же диапазоне частот звукоизоляция ограждения при установке рёбер жесткости несколько уменьшается. Это происходит вследствие увеличения изгибной жёсткости конструкции и соответствующего увеличения длины изгибных волн, в связи с чем, возрастает площадь излучающих участков и звукоизлучения ограждения в целом.

АЭ, представляющие панели, закреплённые на опорах можно (при определённых ограничениях) рассматривать как пластину конечных размеров с рёбрами жёсткости и шарнирно опёртыми краями. Можно предположить, что эти ограничения, прежде всего, связаны с толщиной панелей, её однородности, типом воздействующей силы (линейная или точечная).

Эти ограничения могут быть выявлены практическими измерениями.

По результатам анализа положений теории излучения пластины конечных размеров с шарнирно опёртыми краями и рёбрами жёсткости можно сделать следующие выводы:

1. Эффективность акустического экрана зависит от физико-механических свойств материала- плотности материалов, модуля упругости.
2. Для увеличения звукоизоляции конструкции экрана необходимо применение материалов с меньшим модулем упругости (Е) и с меньшей скоростью волн сжатия материала. Кроме того, согласно приведённым формулам увеличить частоту резонанса совпадения можно также за счёт снижение толщины экрана.
3. Для снижения звукоизлучающей способности экрана необходимо увеличивать соотношение поперечного размера пластины к длине критической волны. Для более равномерной частотной зависимости эффективности во всей области частот необходимо определить оптимальное соотношение размера пластины к длине критической волны.
4. Участки поверхности панелей АЭ, примыкающие к месту приложения возбуждающих сил, а также к краям пластины будут излучать даже в докритической области, поэтому шаг установки рёбер жесткости должен быть не менее 1/3 длины звуковой волны.
5. Для уменьшения первой резонансной частоты конструкции необходима дополнительная заделка краёв опор с применением вибродемфирующих материалов.

Литература

1. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. -Л: «Судостроение», 1971.
2. Маекава Э(Япония). Акустические экраны. Снижение шума в зданиях и жилых районах. М: «Стройиздат», 1987.

3. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций.Л: «Судостроение», 1990.
4. Поспелов П.И. Опыт применения акустических экранов на МКАД и перспективы их применения на автомобильных дорогах. Сборник докладов конференции. «Защита населения от повышенного шумового воздействия». Санкт-Петербург,21-22 марта 2006 года.
5. Тюрина Н.В. Применение акустических экранов для снижения шума в жилой застройке. Сборник докладов конференции. «Защита населения от повышенного шумового воздействия». Санкт-Петербург,21-22 марта 2006 года.

ВЛИЯНИЕ МЕСТНЫХ УСЛОВИЙ НА ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШУМОЗАЩИТНЫХ ЭКРАНОВ НА МЕСТЕ ИХ УСТАНОВКИ

Марков С.Б.
Экотранс-Дорсервис

В настоящее время акустические экраны являются наиболее эффективным и распространенным природоохранным мероприятием для снижения шума на селитебных территориях.

Эффективность экранов определяется на стадии проектирования при проведении акустических расчетов. В настоящее время эффективность экранов определяют по утвержденным в установленном порядке методикам.

Очевидно, что после завершения процесса проектирования и строительства, возникает вопрос: какова практическая эффективность акустических экранов на месте установки и соответствует ли она расчетной?

Существуют разные методы определения эффективности акустических экранов на месте их установки. В РФ для этих целей используется метод, установленный в ГОСТ Р 51943-2002 «Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности». Указанный стандарт соответствует международному стандарту ИСО 10847-97 «Акустика. Определение эффективности акустических экранов всех типов на месте установки на открытой местности».

Стандартный метод оценки эффективности экрана непосредственно на месте установки, изложенный ГОСТ Р 51943-2002, позволяет определять эффективность экранов разных конструкций и сопоставлять их между собой, а также контролировать характеристики экрана (в том числе и полученные расчетным методом) при эксплуатации.

В декабре 2010 г. виброакустической лабораторией ЗАО «Экотранс-Дорсервис» проводились исследования по определению эффективности акустических экранов. Расчетная эффективность экранов составляла 15-18 дБА, при высоте свыше 5 м.

ГОСТ Р 51943-2002 устанавливает определенные требования к условиям при которых проводятся измерения. Практически все требования стандарта по условиям измерений были выполнены.

Местные или особые условия измерений, наличие которых не оговаривается в стандарте, следующие:

1. Источник шума - многополосная скоростная магистраль. Средняя скорость движения на участке 80-90 км/час. Ширина проезжей части достигает 54 м. Полосность дороги – 6 полос, разделенные по центру

силовым ограждением. Кроме того, к крайним полосам движения основного хода примыкают местные проезды шириной в одну полосу движения, отделенные от них силовым ограждением. По краям местных проездов также установлено силовое ограждение. Высота силового ограждения составляет 1,3 м;

2. На момент проведения измерений территория, на которой проводились измерения, была покрыта глубоким слоем свежего рыхлого снега.

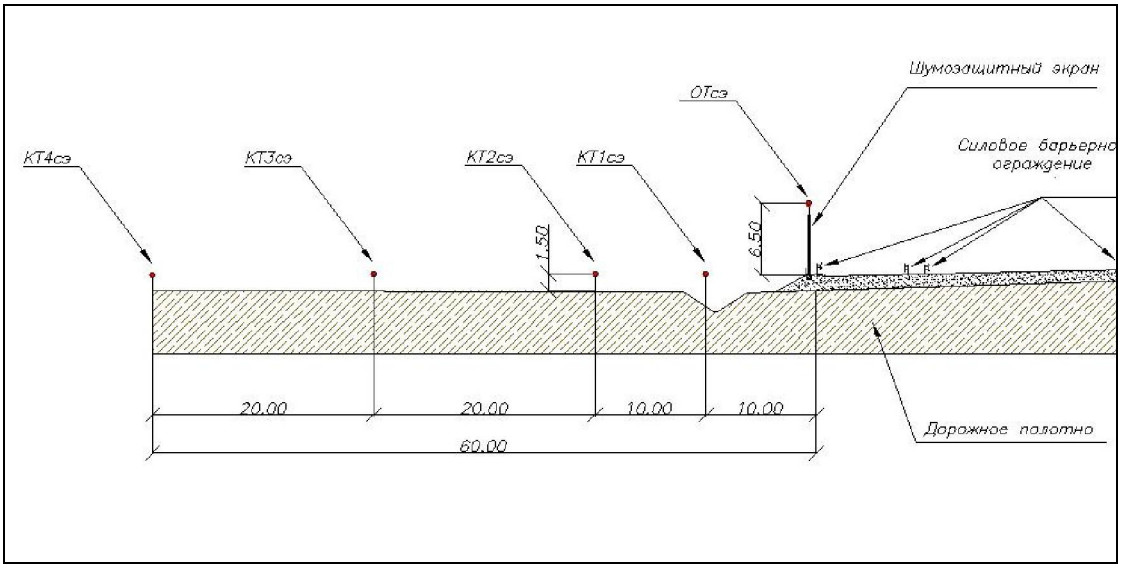


Рис. 1. Поперечный профиль дороги с акустическим экраном и точками измерения $ОТ_{сэ}$ и $КТ_{сэ}$ ($ОТ_{сэ}$ – опорная точка с экраном; $КТ_{сэ}$ – контрольная точка с экраном)

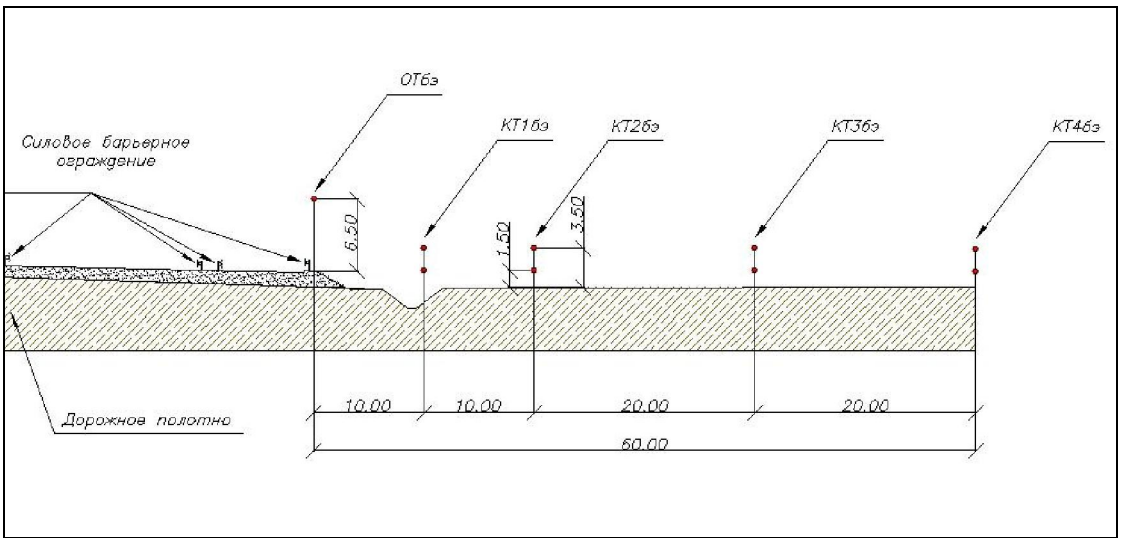


Рис. 2. Поперечный профиль дороги без акустического экрана и точек измерения $ОТ_{бэ}$ и $КТ_{бэ}$ ($ОТ_{бэ}$ – опорная точка без экрана; $КТ_{бэ}$ – контрольная точка без экрана).

После обследования территории, где расположены обследуемые акустические экраны, были выполнены измерения. Результаты измерений приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты измерений для определения эффективности акустических экранов (1-е измерение)

№	Наименование измеряемой величины	Уровни шума в КТ и ОТ, дБА				Среднее значение уровня звука в ОТ
		Расстояние от экрана (или линии симметричной экрану) до КТ, м положение ОТ неизменно				
		10	20	30	40	
1	Уровень шума в ОТ (с экраном) $\overline{L_{po}^{с/э}}$	74,8	74,3	75,5	74,9	74,8
2	Уровень шума в КТ (на территории с экраном) $\overline{L_{pk}^{с/э}}$	55,7	56,5	55,2	54,7	-
3	Уровень шума в ОТ (без экрана) $\overline{L_{po}^{б/э}}$	75,3	77,1	75,4	76,1	76,0
4	Уровень шума в КТ (на территории без экрана) $\overline{L_{pk}^{б/э}}$	61,5	61,4	58,7	59,3	-

Примечание: ОТ – опорная точка; КТ – контрольная точка

Результаты измерений были обработаны согласно п. 9 ГОСТ Р 51943-2002. Полученные значения эффективности экрана приведены в таблице 2.

Таблица 2

Эффективность акустических экранов (1-е измерение)

№№	Наименование измеряемой величины	Эффективность акустического экрана, дБА, на расстоянии от экрана, м			
		10	20	30	40
1	$\Delta L_p^{б/э} = \overline{L_{po}^{б/э}} - \left(\overline{L_{pk}^{б/э}} - C\right)$ разность уровней в ОТ и КТ без экрана	14,5	14,6	17,3	16,7
2	$\Delta L_p^{с/э} = \overline{L_{po}^{с/э}} - \left(\overline{L_{pk}^{с/э}} - C'\right)$ разность уровней в ОТ и КТ с экраном	19,2	18,3	19,7	20,2
3	$\Delta L_p = \Delta L_p^{с/э} - \Delta L_p^{б/э}$ эффективность экрана	**4,7**	**3,8**	**2,4**	**3,5**

Примечание:

С и С' - поправки, учитывающая расположение контрольной точки, дБ (дБА). Здесь С (С') = 0 дБ (дБА) поскольку при измерениях выполнялись условия полусвободного звукового поля.

Анализ полученных результатов привел к неожиданному выводу о крайне низкой эффективности исследуемых акустических экранов. Эффективность экрана находится в пределах от 2 дБА до 5дБА, что значительно ниже расчетных оценок.

Возникает вопрос: чем обусловлена такая низкая эффективность? Поскольку определение эффективности основано на результатах измерений, напрашивается предположение о наличии ошибок в процессе измерения. Учитывая, что требования ГОСТ были выполнены, а расчет эффективности проведен согласно стандартной методике, остается предположить, что на результаты измерений оказали влияние местные условия.

В рассматриваемом случае к местным условиям можно отнести: сложный поперечный профиль дороги, наличие разделительного силового ограждения и глубокого свежевыпавшего снежного покрова на прилегающей территории.

Рассмотрим влияние этих условий:

1. Как следует из нормативно-методической и научно-технической литературы [2, 5], наличие акустически мягкой подстилающей поверхности на пути распространения звука вызывает дополнительное затухание, особенно в случае, если источник и приемник расположены на небольших высотах. К акустически мягким поверхностям относится, в частности, и снежный покров.

В рассматриваемом случае при распространении звука через экран высота источника звука составляет около 6 - 7 м (высота экрана и насыпи дороги), а при распространении в открытое пространство только 3,3 м (высота силового ограждения и высота насыпи), что создает разные условия распространения и соответственно затухания звука, не обусловленные наличием акустического экрана.

2. На момент проведения измерений проемы между стойками силового ограждения были забиты плотным слоем снега. Таким образом, силовое ограждение представляло собой акустически непроницаемый барьер высотой 1,3 м. Принимая во внимание, что основной шум, производимый автотранспортом на скоростях движения 80-90 км/час, создается за счет взаимодействия покрышек колес с асфальтом, можно говорить об экранирующем эффекте силового ограждения.

Высота дорожного покрытия над рельефом составляла порядка 2 - 2,5 м. Учитывая это, а также то, что по местным проездам интенсивность движения значительно меньше интенсивности движения по основному ходу, можно говорить и об экранирующем эффекте профиля дороги, по крайней мере, для точек наблюдения находящихся вблизи насыпи дороги.

Для теоретической проверки влияния этих условий на результаты измерений было проведено моделирование акустической обстановки. Для обеспечения необходимых вычислений и оценок в рамках рассматриваемой работы использован программный комплекс ExNOISE.

Результаты моделирования представлены картой шума на рис. 3.

Как видно из анализа значений уровней шума в контрольных точках, затухание на уровне 1,5 м над поверхностью земли значительно больше, нежели на высоте 3,5 м. Значения уровней шума, полученные расчетным путем на терри-

тории не закрытой экраном, превышают значения, полученные при измерениях. Видимо это связано с большей поглощающей способностью свежевыпавшего снега по сравнению с консервативной оценкой поглощения, которую дает расчет по ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996). Расчетная эффективность экрана больше, чем полученная при измерениях, что также связано с влиянием неучтенных в расчетной методике факторов.

Здесь представляется важным отметить, что изменение значений уровней шума в зависимости от выбора расчета, полученное при моделировании, подтверждают предположение о существенно более сильном влиянии на результаты измерений местных условий – наличие дополнительных проездов, забитого снегом барьерного ограждения и акустически мягкой подстилающей поверхности.

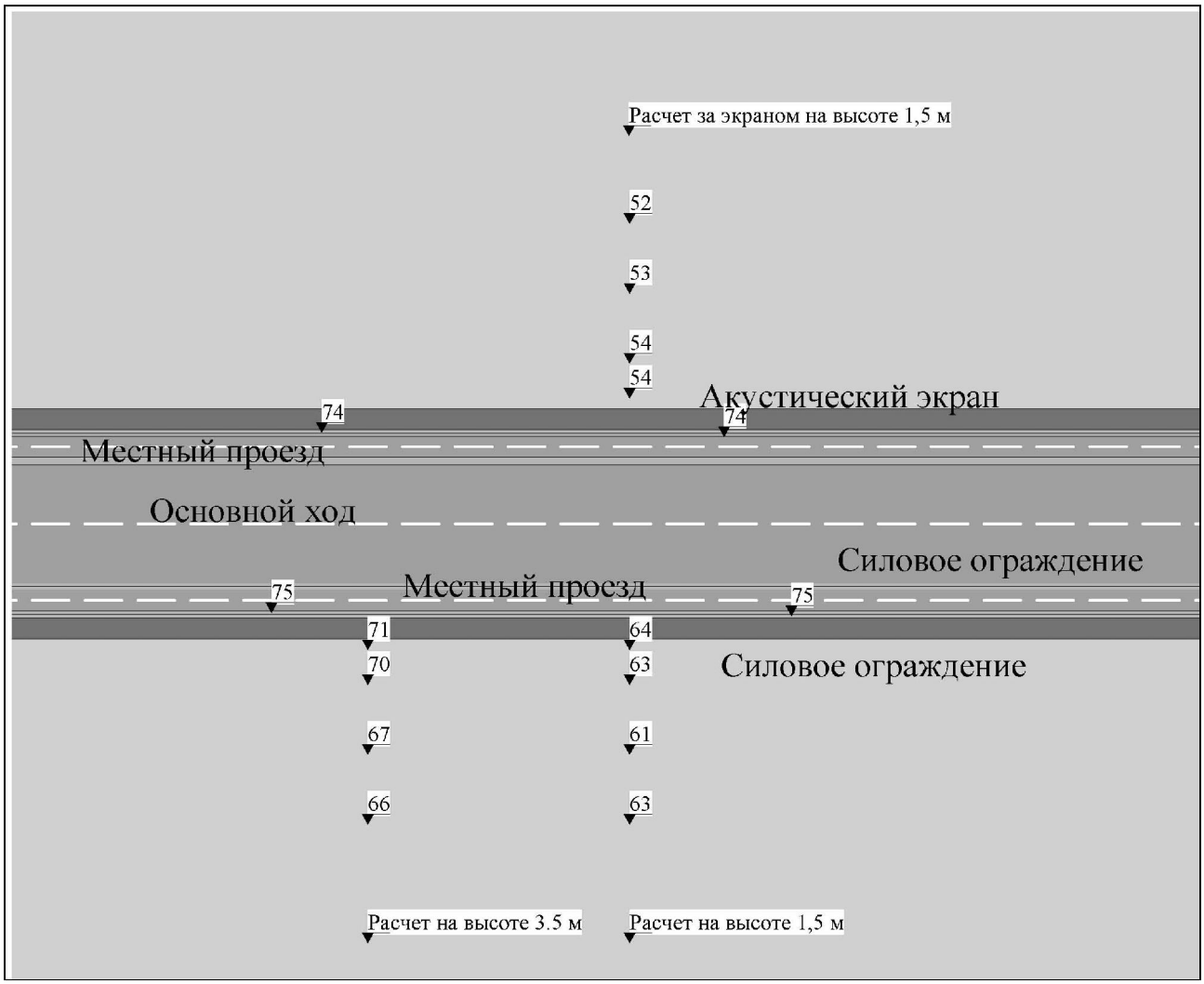


Рис. 3. Карта шума, характеризующая распространение звука на территории, прилегающей к автодороге, при различных акустических условиях.

Для практической проверки влияния местных условий на результаты измерения были проведены повторные испытания. С целью минимизации их влияния высота контрольных точек измерений на территории со стороны дороги,

где экран отсутствовал, была выбрана 3,5 м. Дополнительно были проведены измерения на стандартной высоте 1,5 м. Необходимо заметить, что в случае, когда дорога незначительно приподнята над плоской, акустически жесткой поверхностью, такое изменение высоты оказывает незначительный эффект. Это довольно просто проверяется как теоретическим расчетом, так и прямыми измерениями. Кроме того, на момент проведения повторных испытаний снежный покров стал несколько более плотным (превратился в наст) и немного изменилось направление и скорость ветра.

Результаты измерений приведены в таблице 3.

Таблица 3

Результаты измерений для определения эффективности акустических экранов (2-е измерение)

№	Наименование измеряемой величины	Уровни шума в КТ и ОТ, дБА				Среднее значение уровня звука в ОТ
		Расстояние от экрана (или линии симметричной экрану) до КТ, м положение ОТ неизменно				
		10	20	30	40	
1	Уровень шума в ОТ (с экраном) $\overline{L_{po}^{с/э}}$	74,5	74,8	75,4	74,7	74,8
2	Уровень шума в КТ (на территории с экраном) $\overline{L_{pk}^{с/э}}$	56,1	56,2	55,5	54,7	-
3	Уровень шума в ОТ (без экрана) $\overline{L_{po}^{б/э}}$	75,6	76,1	74,1	75,4	75,3
4	Уровень шума в КТ (на территории без экрана, высота 3,5 м) $\overline{L_{pk}^{б/э}}$	68,9	66,7	64,9	63,4	-
5	Уровень шума в КТ (на территории без экрана, высота 1,5 м) $\overline{L_{pk}^{б/э}}$	63,3	64,0	63,3	61,4	-

Примечание: ОТ – опорная точка; КТ – контрольная точка

Результаты измерений были обработаны согласно п.9 ГОСТ Р 51943-2002. Полученные значения эффективности экрана приведены в таблице 4.

Таблица 4

Эффективность акустических экранов (2-е измерение)

№	Наименование измеряемой величины	Эффективность акустического экрана, дБА, на расстоянии от экрана, м			
		10	**20**	**30**	**40**
1	$\Delta L_p^{б/э} = \overline{L_{po}^{б/э}} - \left(\overline{L_{pk}^{б/э}} - C\right)$ разность уровней в ОТ и КТ без экрана высота 3,5 м	6,4	8,6	10,4	11,9
2	$\Delta L_p^{б/э} = \overline{L_{po}^{б/э}} - \left(\overline{L_{pk}^{б/э}} - C\right)$ разность уровней в ОТ и КТ без экрана высота 1,5 м	12,0	11,3	12,0	13,9
3	$\Delta L_p^{с/э} = \overline{L_{po}^{с/э}} - \left(\overline{L_{pk}^{с/э}} - C'\right)$ разность уровней в ОТ и КТ с экраном	18,7	18,7	19,3	20,2
4	$\Delta L_p = \Delta L_p^{с/э} - \Delta L_p^{б/э}$ эффективность экрана высота 3,5 м	**12,4**	**10,1**	**8,9**	**8,3**
5	$\Delta L_p = \Delta L_p^{с/э} - \Delta L_p^{б/э}$ эффективность экрана высота 1,5 м	**6,7**	**7,4**	**7,3**	**6,3**

Примечание:

С и С' - поправки, учитывающая расположение контрольной точки, дБ (дБА). Здесь С (С') = 0 дБ (дБА) поскольку при измерениях выполнялись условия полусвободного звукового поля.

По результатам повторного исследования видно, что значения эффективности существенно возросли по отношению к значениям, полученным при первом измерении. Для значений, рассчитанных на основе измерений в КТ, расположенных на высоте 1,5 м, увеличение эффективности можно объяснить изменением плотности снежного покрова (при первом измерении снег рыхлый, при повторном – наст). Для значений, рассчитанных на основе измерений в КТ, расположенных на высоте 3,5 м, увеличение эффективности обусловлено еще большим ослаблением действия подстилающей поверхности.

Таким образом, значения эффективности экрана приблизились, но не достигли расчетных, поскольку влияние местных условий не было полностью устранено.

Анализ полученных результатов повторных измерений позволяет сделать следующие выводы по проделанной работе:

1. На определение эффективности акустических экранов оказывают значительное влияние местные условия;
2. Эффективность исследуемых акустических экранов, для рассмотренных местных условий, находится в существенно более сильной зависимости от выбора высоты точки измерения на территории, не защи-

щенной экраном, чем в случае размещения экрана над плоской акустически жесткой поверхностью.
3. Следует принимать во внимание, что возможно влияние иных не рассмотренных в настоящей работе факторов.

На основании полученных материалов наблюдений, результатов и сделанных выводов, можно сформулировать рекомендации, которые желательно учитывать при проведении аналогичных исследований:

1. При определении эффективности акустических экранов целесообразно учитывать наличие местных условий, таких как сложный продольный профиль дороги, наличие силового барьерного ограждения, состояние подстилающей поверхности, а также обращать особое внимание на выявление иных условий;
2. Сообразно п. 1, необходимо предпринимать корректирующие действия, направленные на учет местных условий в расчетной модели. В противном случае полученные оценки эффективности акустических экранов могут значительно отличаться от расчетных оценок;
3. Для получения надежных результатов по оценке эффективности акустических экранов следует проводить серию повторных измерений при различных погодных условиях.

В заключение следует отметить, что для сравнения расчетных оценок эффективности и оценок полученных путем проведения прямых измерений, учет местных условий и их особенностей, представляется весьма существенным.

Литература

1. ГОСТ Р 51943-2002. Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности;
2. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения. Министерство транспорта РФ. Гос. Служба дорожного хозяйства (Росавтодор). Москва. 2003 г. /утверждены распоряжением Минтранса России № ОС-362-р от 21.04. 2003 г;
3. Рекомендации по оценке воздействия на окружающую среду при строительстве автомобильных дорог и мостовых переходов» (СоюзДорНИИ, 1995 г., согласовано с Минприроды РФ №03-19/44 от 19.06.05);
4. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996). Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета;
5. Борьба с шумом на производстве. Справочник/ Под общ. ред. Е. Я. Юдина. Москва. Машиностроение, 1985 – 400 с., с ил.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ МНОГОСЛОЙНЫХ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Городкова Н.А., Чурсин В.А., Берсенев Ю.В.
ОАО "Авиадвигатель"

Выбор параметров звукопоглощающих конструкций (ЗПК), эффективно ослабляющих уровень шума авиадвигателя в широком частотном диапазоне, составляет одну из основных задач авиационной акустики.

Очевидно, что одним из направлений расширения полосы поглощения является разработка многослойных резонансных поглотителей.

Представляет интерес, как изменяется резонансная структура с увеличением количества слоев (числа степеней свободы) на основе элементарных резонаторов с одной степенью свободы.

Настоящая методика представляет собой аналитический расчет такой структуры без необходимости вычисления импеданса, присоединённой массы, проводимости отверстий и т.д. и определять параметры 2-ух и 3-ёхслойных ЗПК, настроенных на заданное соотношение резонансных частот.

Результаты расчета и их проверка в статических условиях (без потока) на установке «Интерферометр» позволяют отказаться от некоторых распространенных умозрительных заключений, утверждающих, например, что первый резонанс двухслойных ЗПК близок по частоте резонансу однослойной ЗПК, с глубиной, равной суммарной глубине двухслойной ЗПК и т. д.

Воспользуемся механической аналогией для колебательной системы с двумя степенями свободы, и запишем уравнения Лагранжа для свободных колебаний[1]:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} = -\frac{\partial П}{\partial x_i}. , \qquad (1)$$

где индекс i = 1; 2,

Т и П соответственно кинетическая и потенциальная энергия системы.

$$T = \frac{1}{2}(m_1\dot{x}_1^2 + m_2\dot{x}_2^2), \qquad (2)$$

$$П = \frac{1}{2}c_1x_1^2 + \frac{1}{2}c_2(x_2 - x_1)^2 \ , \qquad (3)$$

где x_1 и x_2 – смещение первой и второй масс в неподвижной системе координат.

Потенциальной энергией масс пренебрегаем в силу их малости.

Тогда система уравнений будет следующей:

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1x_1 - c_2(x_2 - x_1) = 0, \quad (4)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + c_2(x_2 - x_1) = 0, \quad (5)$$

Проинтегрируем эту систему по Фурье и приведем спектры смещения и ускорения к спектрам скорости. Тогда система дифференциальных уравнений станет алгебраической:

$$(\omega m_1 - \frac{c_1 + c_2}{\omega})V_1(\omega) + \frac{c_2}{\omega}V_2(\omega) = 0, \quad (6)$$

$$\frac{c_2}{\omega}V_1(\omega) + (\omega m_2 - \frac{c_2}{\omega})V_2(\omega) = 0, \quad (7)$$

где $V_1(\omega)$ и $V_2(\omega)$ соответственно спектры скоростей первой и второй масс.

Ненулевые решения этой системы для спектров скоростей будут только в том случае, если ее детерминант равен нулю, то есть

$$(\omega m_1 - \frac{c_1 + c_2}{\omega})(\omega m_2 - \frac{c_2}{\omega}) - (\frac{c_2}{\omega})^2 = 0., \quad (8)$$

Решениями этого уравнения будут частоты собственных колебаний. Разделим его на произведение масс m_1m_2 и получим:

$$\omega^4 - \omega^2(\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{12}^2) + \omega_{11}^2\omega_{22}^2 = 0, \quad (9)$$

где первый индекс относится к перфорации p соответствующего слоя, а второй к глубине полости h, а ω_{11}, ω_{22}, ω_{12} – круговые резонансные частоты однослойных резонаторов:

ω_{11} – резонансная частота первого слоя, дальнего от потока,

ω_{22} – резонансная частота второго слоя, ближнего к потоку,

ω_{12} – резонансная частота контура с перфорацией первого слоя и глубиной второго.

Такой вид дает ясное представление о том, что частоты собственных колебаний системы с двумя степенями свободы определяются комбинацией частот систем с одной степенью свободы, а именно частотами первого и второго контуров и контура, скомбинированного из массы первого контура и упругости второго.

На рисунках 1 и 2, приведённых ниже, представлены экспериментальные данные, полученные на установке «Интерферометр».

Черным кружком обозначены экспериментальные значения резонансных частот, крестиком – теоретические.

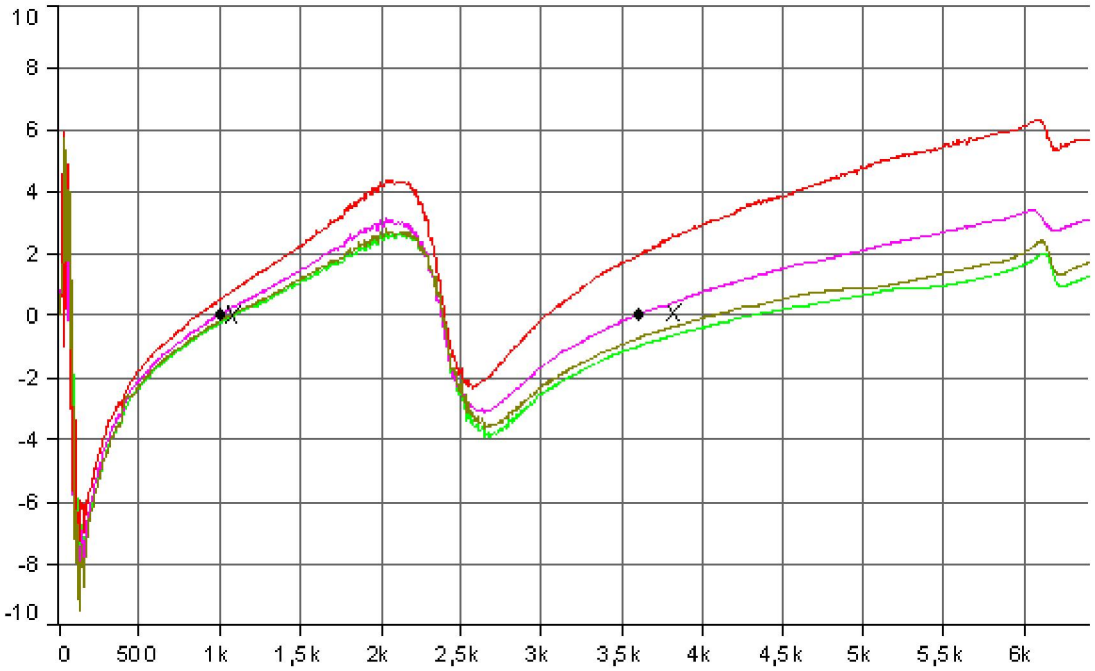


Рис. 1. Реактанс (двухслойная ЗПК с h1=h2 и одинаковым p1) при разных p2

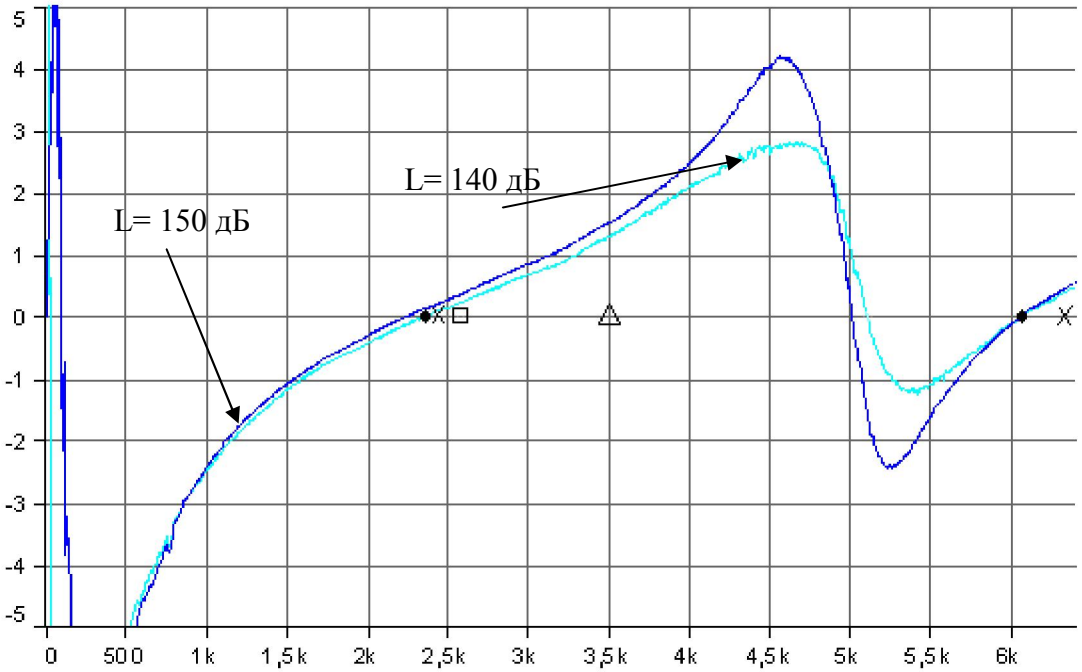


Рис. 2. Реактанс (двухслойная ЗПК с h1=h2 и p1=p2)
при разной акустической мощности

Здесь треугольником обозначен резонанс однослойной ЗПК, из которых составлена двухслойная система. Как видно, он не имеет ничего общего со вторым резонансом системы, составленной из двух таких слоёв. Квадратом - первый резонанс однослойной системы с той же перфорацией и суммарной толщиной рассмотренной двухслойной ЗПК. На рис. 3. представлено их сравнение по коэффициенту затухания. Видно, что у двухслойной конструкции первый резонанс находится на более низких частотах.

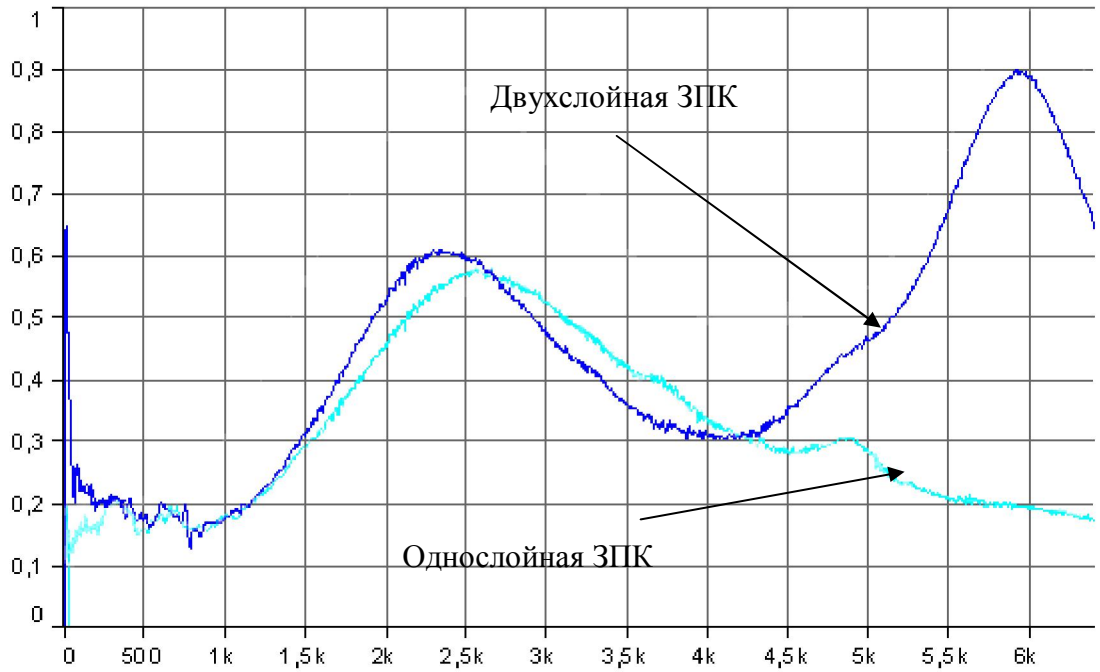


Рис. 3. Коэффициент поглощения двухслойной системы с p1=p2, h1=h2, и однослойной системы перфорацией p=p1 и толщиной h=h1+h2.

Очевидное решение уравнения (9) будет:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{(\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{12}^2) \pm \sqrt{((\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{12}^2)^2 - 4\omega_{11}^2\omega_{22}^2)}}{2}, \qquad (10)$$

Для построения системы с заданным соотношением частот первого и второго резонансов (К), необходимым условием является:

$$\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} = \frac{(\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{12}^2) + \sqrt{((\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{12}^2)^2 - 4\omega_{11}^2\omega_{22}^2)}}{(\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{12}^2) - \sqrt{((\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{12}^2)^2 - 4\omega_{11}^2\omega_{22}^2)}} \equiv K^2, \qquad (11)$$

После несложных преобразований можно показать, что соотношение резонансных частот составляющих контуров лежит в интервале $\left(\frac{1}{K}; K\right)$.

Следующий вопрос состоит в том, как построить геометрию двухслойных ЗПК по найденным частотным соотношениям.

Для достаточно простого примера, когда $\omega_{11} = \omega_{22}$, получим следующие соотношения[2]:

$$p_1 = p_2(K + \frac{1}{K} - 2); h_1 = h_2(K + \frac{1}{K} - 2)$$

При этом считаем, что площади поперечных сечений каждого слоя, толщины перфорированных листов и диаметры отверстий равны.

В частном случае удвоения второй резонансной частоты относительно первой получим $p_2 = 2p_1$, $h_2 = 2h_1$.

В случае когда К=3 - $p_2 = 3/4p_1$, $h_2 = 3/4h_1$. Результаты расчета и эксперимента показаны на рис. 4-5.

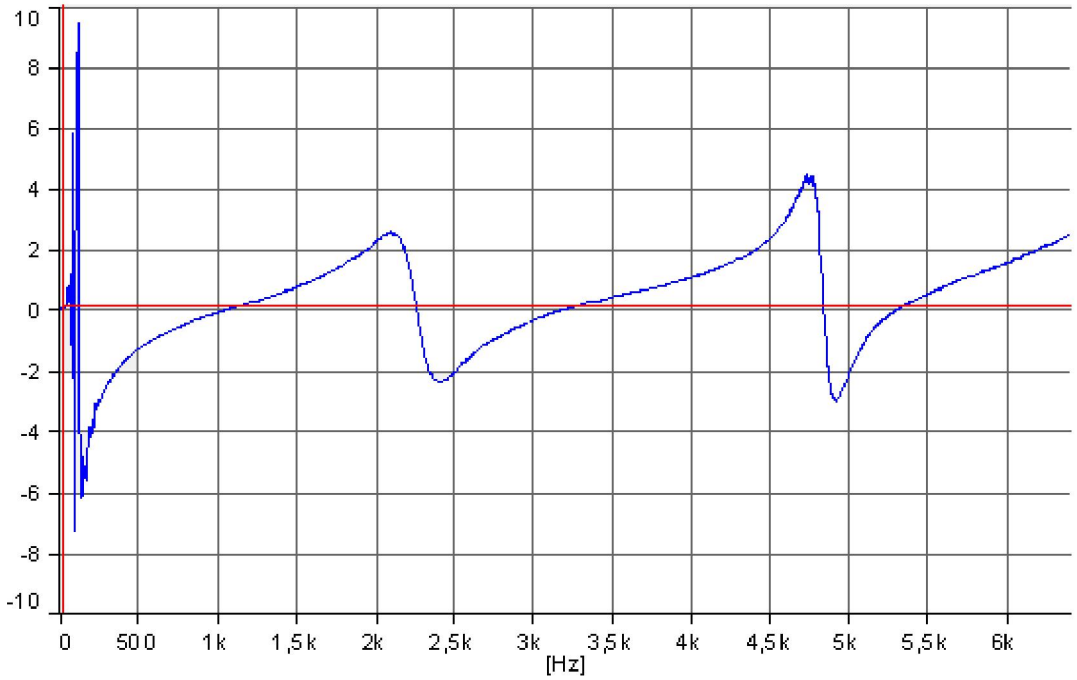


Рис. 4. Реактанс двухслойной системы с $p_2 = 3/4p_1$, $h_2 = 3/4h_1$

Экспериментальные значения первой и второй резонансных частот, на которых мнимая часть импеданса обращается в нуль, равны соответственно 1064Гц и 3204Гц. Расхождение результатов расчета и эксперимента не превышает 0.5%.

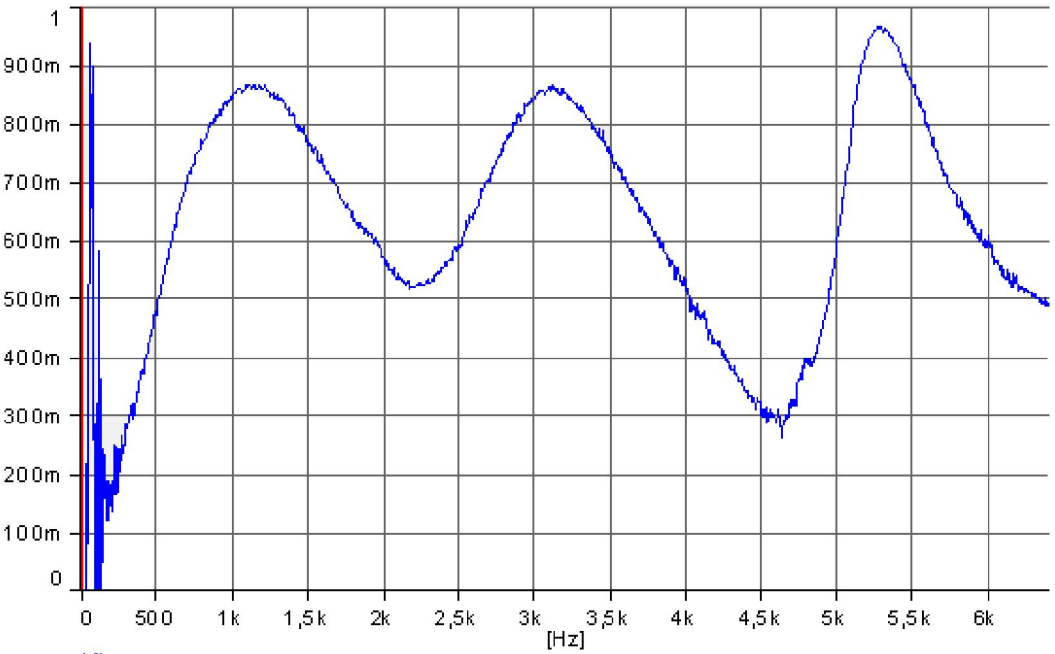


Рис. 5. Коэффициент поглощения двухслойной системы с $p_2 = 3/4p_1$, $h_2 = 3/4h_1$

Далее рассмотрим механический аналог акустической системы- колебательную систему с тремя степенями свободы. Ее свободные колебания также описываются системой (1), но для трех дифференциальных уравнений, т.е. индекс i = 1; 2; 3.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial П}{\partial x_i} = 0,$$

Кинетическая энергия такой системы определяется соотношением:

$$T = \frac{1}{2}\left(m_1 \dot{x}_1^{\,2} + m_2 \dot{x}_2^{\,2} + m_3 \dot{x}_3^{\,2}\right), \tag{12}$$

потенциальная энергия

$$П = \frac{1}{2}\left(c_1 x_1^{\,2} + c_2 (x_2 - x_1)^2 + c_3 (x_3 - x_2)^2\right), \tag{13}$$

Поступая так же, как и выше, с помощью интегрирования по Фурье, приведем систему дифференциальных уравнений к системе алгебраических уравнений относительно спектров колебательных скоростей. Приравнивая детерминант этой системы нулю, получаем уравнение, корнями которого будут собственные частоты колебательной системы с тремя степенями свободы:

$$\begin{aligned} &\omega^6 - \omega^4(\omega_{11}^2 + \omega_{22}^2 + \omega_{33}^2 + \omega_{12}^2 + \omega_{23}^2) + \\ &+ \omega^2(\omega_{11}^2\omega_{22}^2 + \omega_{11}^2\omega_{33}^2 + \omega_{22}^2\omega_{33}^2 + \omega_{11}^2\omega_{23}^2 + \omega_{33}^2\omega_{12}^2 + \omega_{12}^2\omega_{23}^2) - \omega_{11}^2\omega_{22}^2\omega_{33}^2 = 0 \end{aligned} \tag{14}$$

Напомним, что первый индекс относится к перфорации соответствующего слоя, а второй к глубине полости.

Результаты эксперимента трехслойных конструкций на установке «Интерферометр» и аналитических данных, представлены на рис. 6-7.

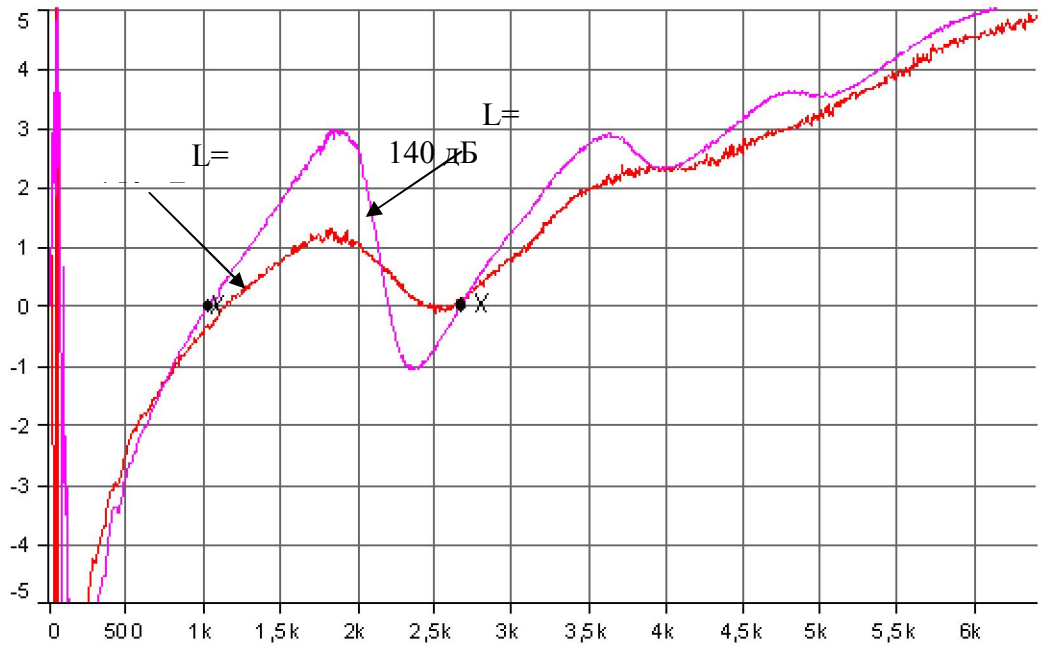


Рис. 6. Мнимая часть импеданса (трехслойная ЗПК с толщинами слоев h1=h2=h3 $\equiv h$ и перфорациями p1=p2=p3 $\equiv p$) при разной акустической мощности L

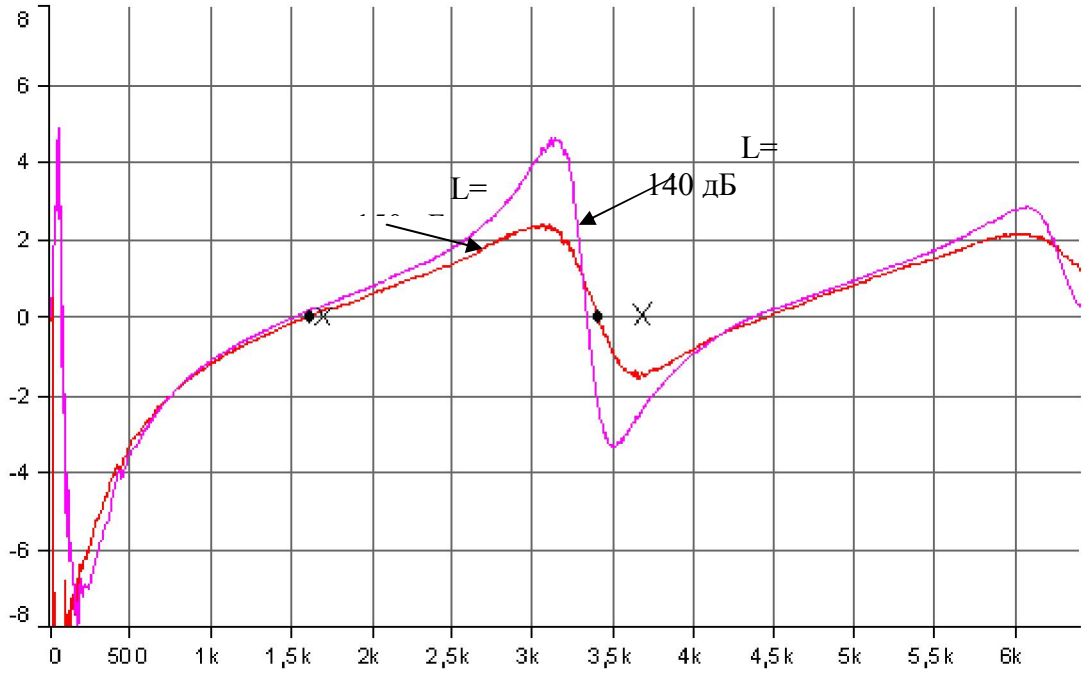


Рис. 7. Мнимая часть импеданса (трехслойная ЗПК с толщинами h1=h2=h3 $\equiv h$ и перфорациями p1=p2=p3 $\neq p$) при разной акустической мощности L

Перейдем к задаче построения трехслойной конструкции, обеспечивающей заданное соотношение резонансных частот. Допустим,

$$\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} \equiv K_1{}^2, \frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} \equiv K_2{}^2,$$

В виду того, что решение в общем виде не содержит в себе наглядной информации и является очень громоздким, рассмотрим частный случай удвоения и утроения первой резонансной частоты, т.е. случай когда $K_1{}^2 = 4$, $K_2{}^2 = 9$.

Тогда одно из аналитических решений данной задачи существует при $\frac{\omega_{33}^2}{\omega_{11}^2} = 1, \frac{\omega_{22}^2}{\omega_{11}^2} = 1, \frac{\omega_{12}^2}{\omega_{11}^2} = \frac{1}{4}, \frac{\omega_{23}^2}{\omega_{22}^2} = 0.993.$

В результате, параметры трехслойной ЗПК приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры ЗПК, гарантирующие поглощение на частотах 1:2:3

Слой	Перфорация P, %	Толщина h, мм
первый	P_1	h_1
второй	$4P_1$	$4h_1$
третий	$4{,}028P_1$	$4{,}028h_1$

Экспериментальные значения трёх резонансных частот, на которых коэффициент поглощения максимален, равны соответственно 2000Гц, 4128Гц и 5932Гц и представлены на рис. 8-9. Расхождение результатов расчета и эксперимента составляет 1…3%.

Точность полученных аналитических результатов хорошо видна в таблице 2:

Таблица 2

Сравнение соотношений резонансных частот в теории и в эксперименте

пример	**теория**	**эксперимент**
ω_2 / ω_1, двухслойка	3	3,011
ω_2 / ω_1, трёхслойка	2	2,064
ω_3 / ω_1, трёхслойка	3	2,966

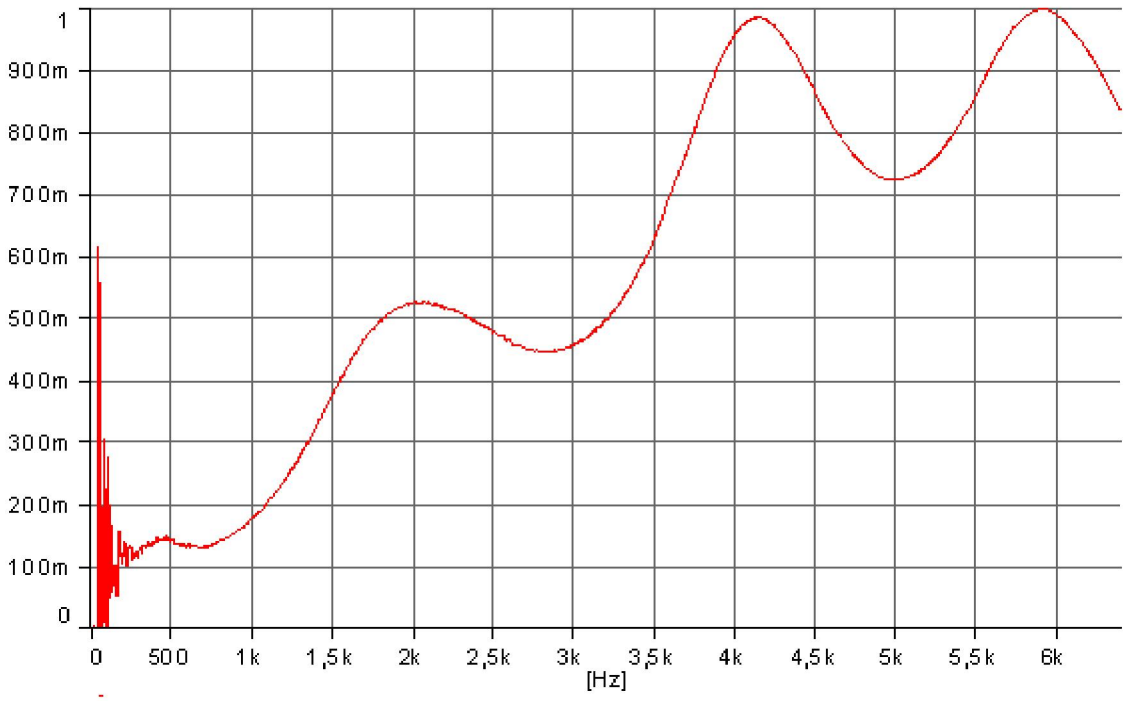


Рис. 8. Коэффициент поглощения трехслойной систем
с p2=4p1, p3=4p1, h2=4h1, h3=4h1

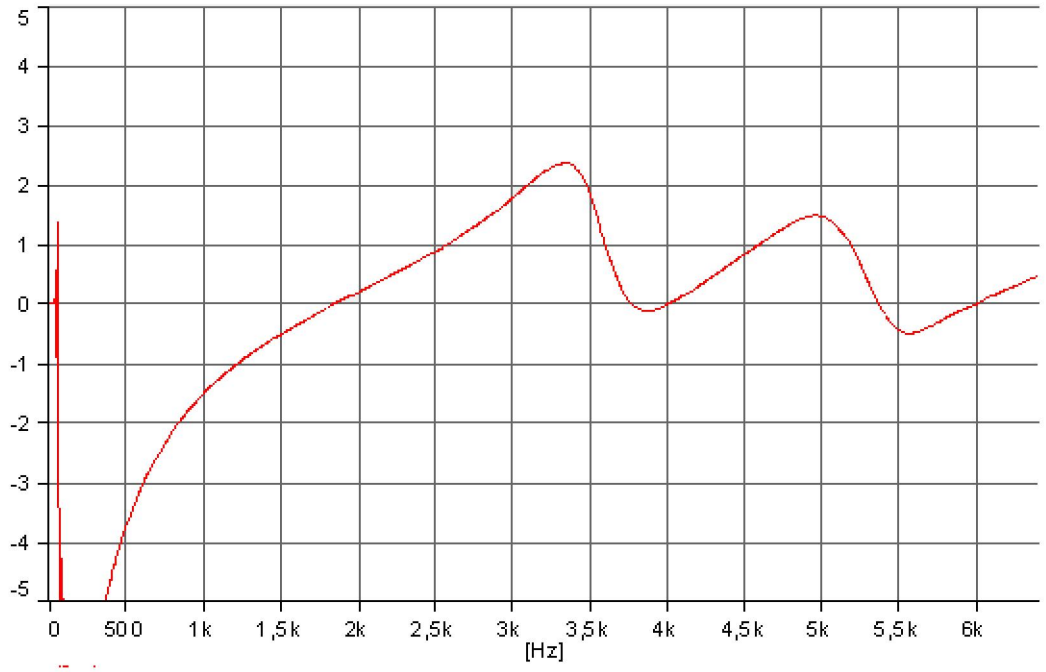


Рис. 9. Реактанс трехслойной системы с p2=4p1, p3=4p1, h2=4h1, h3=4h1

Рассматривая пример, когда и двухслойная и трехслойная ЗПК максимально упрощены по своему составу и составлены из одинаковых однослойных резонаторов, с резонансной частотой ω_{11}, получим резонансные частоты:

для двухслойной ЗПК – $0{,}618\omega_{11}$ и $1{,}618\omega_{11}$,

для трехслойной ЗПК – $0{,}447\omega_{11}$; $1{,}244\omega_{11}$ и $1{,}803\omega_{11}$

Таким образом, увеличение количества слоев приводит к расширению полосы поглощения и, в частности, к снижению частоты первого резонанса, что необходимо для современных низкочастотных авиадвигателей.

Рассмотренный случай интересен не только потому, что расчет резонансов сводится к простейшим вычислениям, но и потому, что он отчетливо показывает возможность получения первого резонанса на необходимой для данного двигателя частоте, в том случае, когда ЗПК составлены из трех совершенно одинаковых однослойных резонаторов, одинаковой глубиной. Такую же частоту можно получить на двухслойной ЗПК с глубиной резонаторов h1 и h2=3h1, но в этом случае суммарная толщина ЗПК будет больше, что конструктивно значительно хуже.

Обобщение данной методики расчета на случай N-слойных ЗПК, приводит к равенству нулю соответствующего определителя и решению алгебраического частотного уравнения порядка 2N. Это дает возможность составлять многослойные ЗПК с большим количеством резонансов поглощения. Однако из-за ограничения толщины конструкции, испытания большого количества тонких слоёв в конечном интерферометре и технологической сложности их изготовления, мы не рассматриваем варианты ЗПК, содержащие 4 и более составных элементарных резонаторов.

Литература

1. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М., том 1 Механика сплошных сред, Гостехиздат, Москва, 1953.
2. Tunable Acoustic Liner, Georgia Institute of Technology, 1998.

СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ПОСЛЕ ДЫМОСОСОВ С УЧЁТОМ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

Чугунков Д.В., Тупов В.Б.
ГОУВПО "МЭИ (ТУ)", г. Москва, Россия

Работа дымососов энергетических котлов тепловых электрических станций (ТЭС), связана с излучением шума, который, как правило, превышает санитарные нормы в окружающем районе. Натурные обследования и акустические расчеты показывают, что на границе санитарно-защитной зоны необходимое снижение уровня шума от газовых трактов энергетических котлов может составлять для мощной ТЭС приблизительно 10 – 25 дБА для обеспечения санитарных норм на территории жилой застройки [1].

Величина требуемого снижения от каждого газового тракта энергетического котла определяется расчетным путем или по результатам натурных измерений и зависит от многих факторов, а именно [1]:

- шумовых характеристик дымососов (источников шума) и их количества;
- высоты дымовой трубы и угла между направлением движения дымовых газов и расчетной точкой;
- снижения уровня звуковой мощности в газовом тракте;
- расстояния от среза дымовой трубы до расчётной точки.

Шум от дымососов имеет два пути распространения на окружающий район – от корпуса оборудования и по газовым трактам с излучением шума от устий дымовых труб.

Для снижения шума от корпусов дымососов используют специальные кожухи. Снижение шума в газовых трактах в основном добиваются путём установки в существующие газоходы глушителей абсорбционного, реактивного и активного типа. Наибольшее распространение в мире и в нашей стране получили глушители абсорбционного типа. Достоинством глушителей этого типа являются относительная простота изготовления и отработанность технологии установки; снижение шума осуществляется в широком диапазоне частот. Предельной величиной снижения шума глушителем абсорбционного типа, установленного в металлическом коробе канала, составляет около 50 дБ, а в канале с кирпичными или бетонными стенками – до 76 дБ. Абсорбционные глушители отличаются, друг от друга расположением звукопоглощающего материала по сечению канала. От выдувания звукопоглощающий материал защищается перфорированным звукопроницаемым покрытием. Часто используются комбинации различных звукопоглощающих элементов.

Особое значение имеет аэродинамическое сопротивление глушителей газовых трактов энергетических котлов. С одной стороны, увеличение акустической эффективности приводит к увеличению габаритных размеров глушителя, а с другой – к увеличению аэродинамического сопротивления. Дополнительное аэродинамическое сопротивление увеличивает затраты на собственные нужды ТЭС, а самое главное – в условиях отсутствия запаса по напору у дымососов установка глушителей шума может ограничить паропроизводительность котлов, что является недопустимым. Глушители должны учитывать снижение шума по всему спектру частот. При разработке глушителя важно учитывать наличие тональных составляющих в шуме тягодутьевых машин.

Для глушителей после дымососов аэродинамическое сопротивление не должно превышать 200 – 300 Па. Но для действующих станций эти требования могут быть более жесткими. Поэтому часто именно аэродинамическое сопротивление глушителя является лимитирующим параметром, ограничивающее возможное снижение уровня шума глушителем.

При осуществлении мер по снижению шума газовых трактов энергетических котлов важным является выполнение элементов шумоглушения газовых трактов с минимальным аэродинамическим сопротивлением при обеспечении требуемого снижения шума. До настоящего времени основным способом определения аэродинамического сопротивления глушителей являлось использование данных [2-3]. Для сложных систем шумоглушения применялось физическое моделирование. В настоящее время выбор сложных конструкций глушителей газовых трактов с минимальным аэродинамическим сопротивлением может быть осуществлен с использованием численных методов моделирования течений дымовых газов на моделях исследуемых участков газовых трактов с применением современных ЭВМ.

Использование методов моделирования элементов глушителей шума позволяет значительно снизить капитальные и временные затраты на разработку глушителей шума с необходимыми характеристиками по сравнению с физическим моделированием для сложных конструкций шумоглушения. Поэтому применение прикладной математической модели является актуальной при осуществлении мер по шумоглушению газовых трактов энергетических котлов.

В математической модели параметры турбулентных течений описываются уравнениями Навье-Стокса, записанные для турбулентных течений в форме Рейнольдса и выражающие в нестационарной постановке законы сохранения массы, импульса и энергии движущейся среды. Для замыкания системы уравнений применяются соотношения энергии турбулентности и её диссипации с использованием $k - \varepsilon$ модели турбулентности [4].

Для моделирования течений потоков дымовых газов в газоходах котлов, наряду с системой уравнений в качестве граничных условий задаются параметры дымовых газов (статическое давление, температура, скорость или расход дымовых газов, параметры турбулентности). При выполнении внешней задачи указываются параметры окружающей среды (воздуха).

Численное решение данной системы уравнений для моделирования различных случаев течений реализуется с помощью современной компьютерной техники.

Математическая модель позволяет определять основные параметры дымовых газов в любом сечении исследуемых участков газовых трактов – скорость, давление, траектории движения газов, наличие застойных зон и другие характеристики. Выбор элементов глушителей шума достигается путём применения в моделях комплекса мер [2-3], направленных на избежание отрыва потока от стенок каналов и др.

Целесообразно, чтобы конструкции глушителей шума имели не только минимальное аэродинамическое сопротивление, но и уменьшали бы общее сопротивление участка газового тракта после их установки за счет уменьшения местных сопротивлений. Это возможно, когда конструкции шумоглушителя уменьшают местные сопротивления из-за внезапного расширения, соударения потоков, выполнения поворотов с наиболее выгодной аэродинамической формой.

Для глушителей шума, устанавливаемых в каналах, авторами введено следующее выражение, характеризующее аэродинамическое качество глушителей:

$$K = \left(1 - \frac{\Delta H}{H_0}\right) \cdot 100\%, \qquad (1)$$

где $\Delta H = H_{гл} - H_0$ – изменение аэродинамического сопротивления газового тракта из-за установки глушителя шума; H_0 – сопротивление газового тракта до установки глушителя; $H_{гл}$ – сопротивление газового тракта после установки глушителя шума.

При отрицательных значениях ΔH коэффициент $K > 100\%$, в этом случае элементы шумоглушения улучшают аэродинамические характеристики газовых трактов за счёт уменьшения, прежде всего, местных сопротивлений газовых трактов.

Разработанный подход выбора элементов глушителей шума был использован при разработке систем шумоглушения газовых трактов после дымососов Д-190, Д-190-1 энергетических котлов ст.№№ 6, 7 [5] и после дымососа ДН-19МГМ энергетического котла ст.№ 21 на ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго» и ГЭС-2 – филиале ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго».

Газовые тракты котлов ст.№№ 6, 7 ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго» выполнены таким образом, что потоки дымовых газов после дымососов соединяются в общем коробе и эвакуируются через одну общую дымовую трубу. По результатам численного моделирования местом установки системы шумоглушения был выбран участок, где происходит сталкивание двух потоков дымовых газов с последующими поворотами на 90°.

Разработанная система шумоглушения (рис.1) за счет облицовки звукопоглощающим материалом поворотов газовых трактов котлов, разделительной

звукопоглощающей перегородки и пандуса позволяет не только снижать шум, но и значительно уменьшить аэродинамическое сопротивление конструкции участка газохода, которое было до установки этих элементов шумоглушения. Пластинчатый глушитель обеспечивает дополнительное снижение шума до требуемого значения. Общее дополнительное расчетное аэродинамическое сопротивление системы шумоглушения составило всего около 2 Па.

На рис.2 показаны поля скоростей потоков дымовых газов, полученные по результатам численного моделирования. Расположение пластинчатого глушителя шума было выбрано после застойной зоны, что обеспечивает равномерное течение дымовых газов в каналах глушителя с минимальным аэродинамическим сопротивлением.

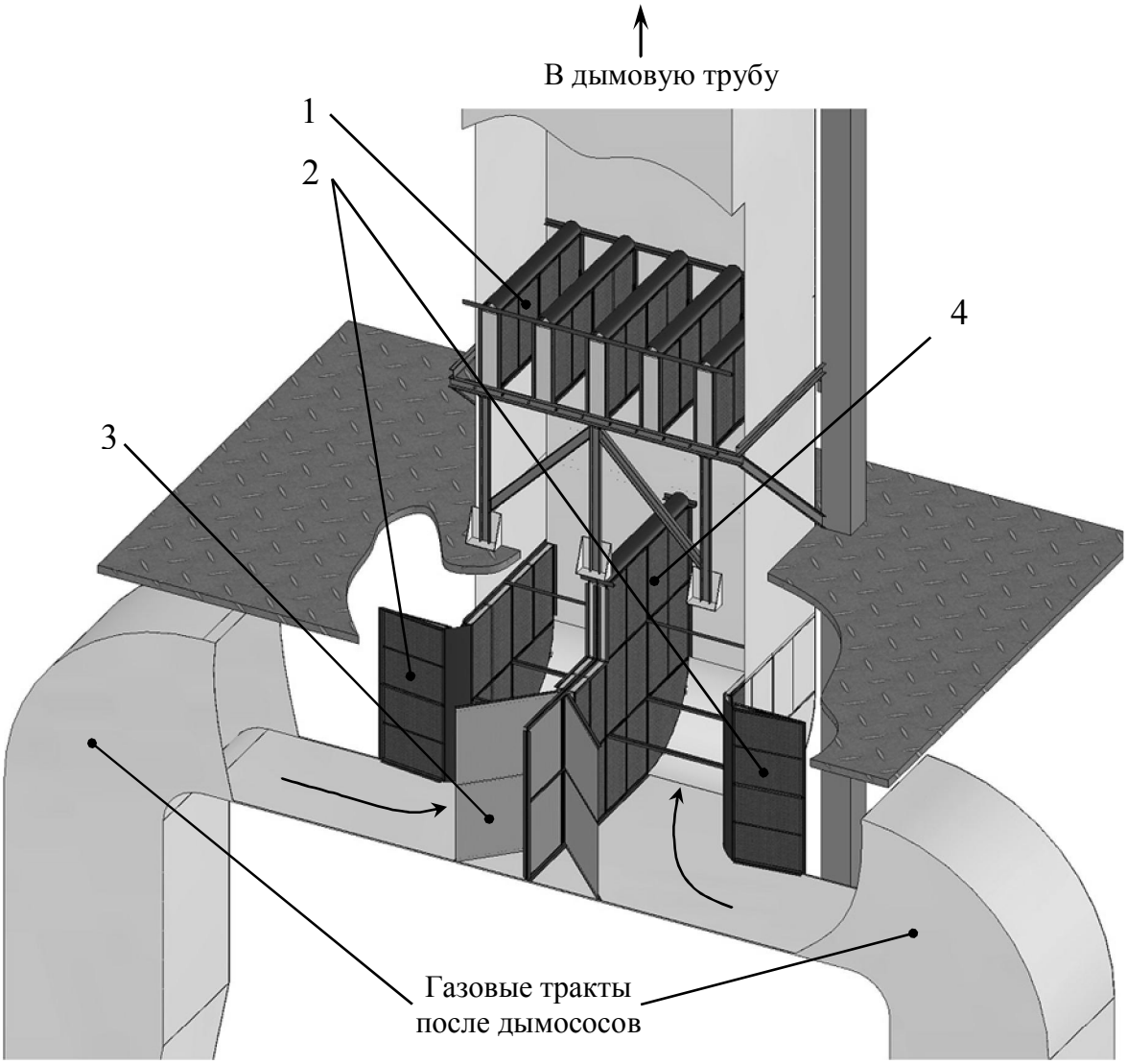


Рис.1. Система шумоглушения газовых трактов котлов ст.№№6, 7 ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго»: 1 – пластинчатый глушитель; 2 – звукопоглощающая облицовка поворотов; 3 – пандус; 4 – разделительная звукопоглощающая перегородка

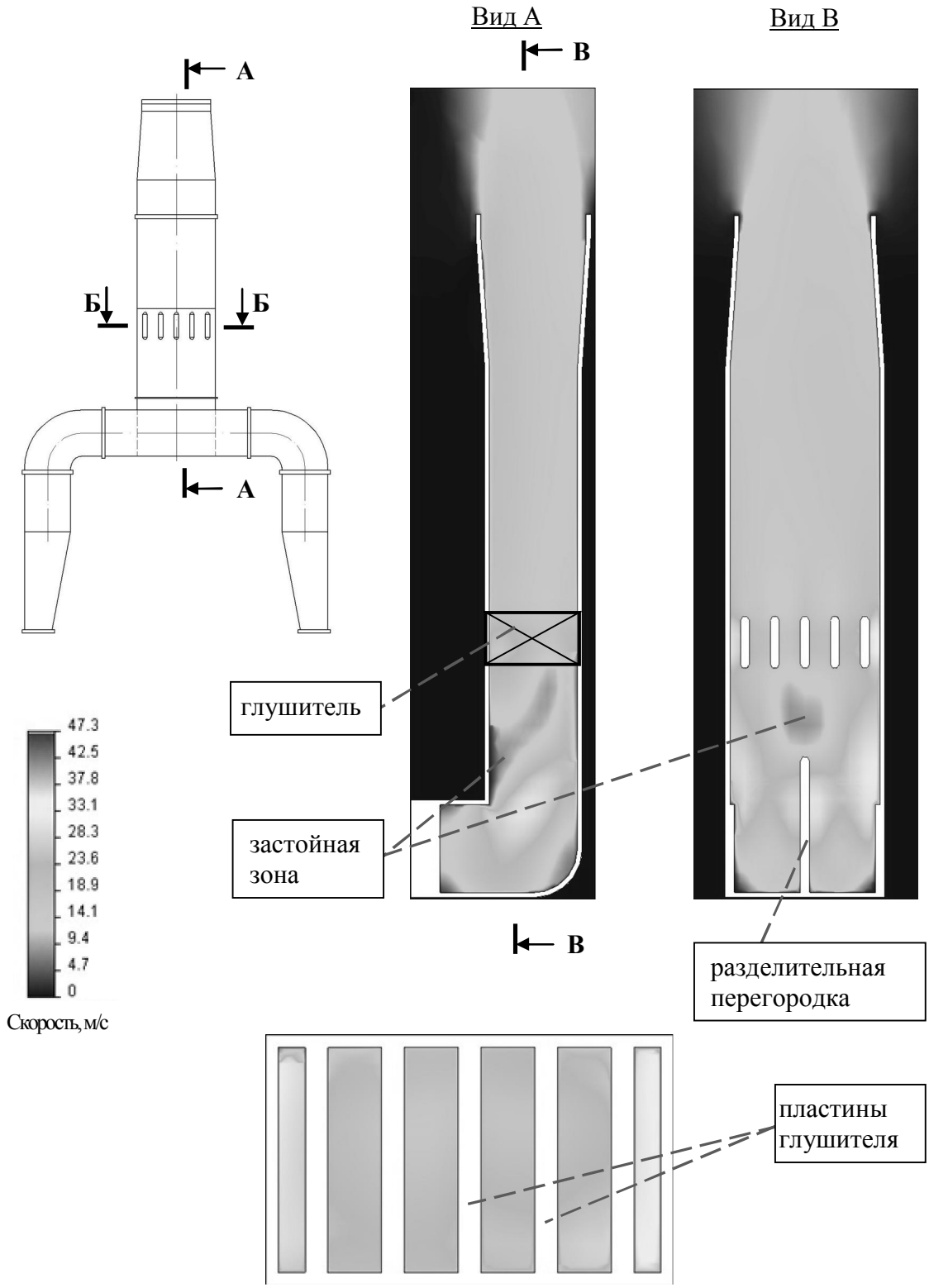


Рис.2. Поля скоростей в модели системы шумоглушения газоходов котлов

Анализ результатов численного моделирования до и после установки перегородки и скруглений поворотов показал уменьшение давления потоков дымовых газов на входе, что говорит о снижении местных аэродинамических сопротивлений.

После установки системы шумоглушения (рис.3) были проведены акустические испытания, результаты которых показаны на рис.4. Видно, что снижение уровня шума в газовых трактах котлов ст.№№ 6, 7 составило 15,0 – 24,6 дБ во всём диапазоне нормируемых октавных полос со среднегеометрическими частотами 31,5 –8000 Гц или по уровню звука 22,6 дБА. Нагрузка на дымососы котлов не изменилась. Штатные приборы на станции не зафиксировали увеличение аэродинамического сопротивления после установки системы шумоглушения.

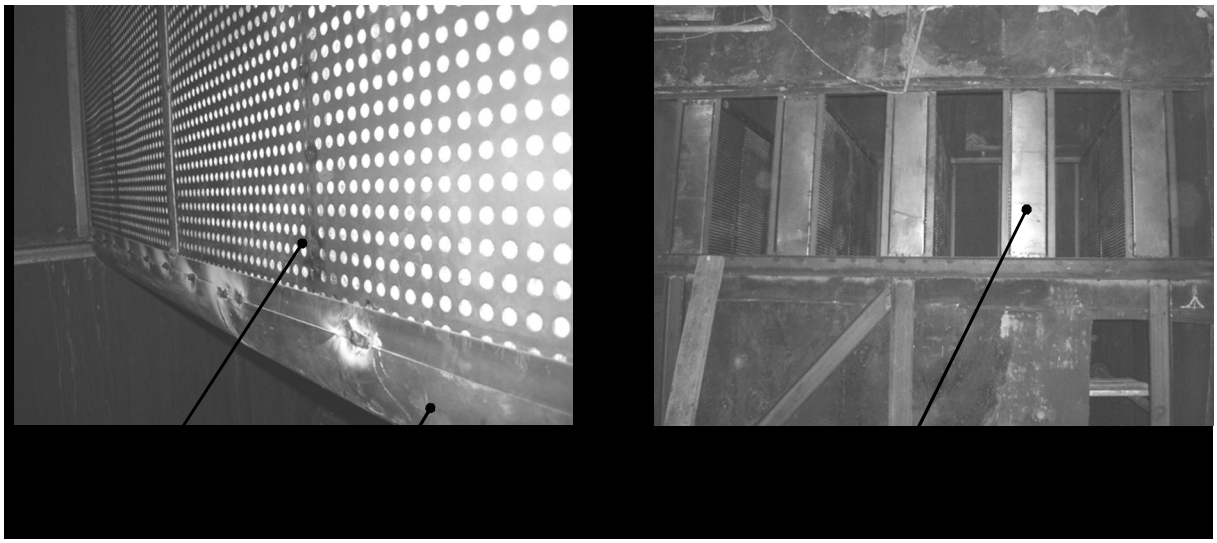


Рис.3. Монтаж системы шумоглушения в газовых трактах котлов ст.№№ 6, 7 ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго»

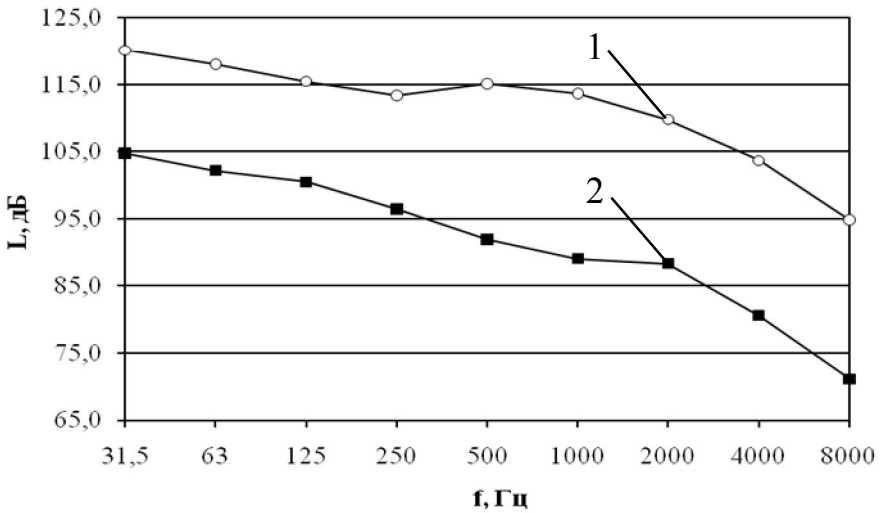


Рис.4. Уровни звукового давления в газовых трактах котлов ст.№№ 6, 7:
1 – до установки системы шумоглушения;
2 – после установки системы шумоглушения

Для выполнения санитарных норм по фактору шума при работе дымососа котла ст.№ 21 ГЭС-2 – филиал ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго» требовалось значительно снизить шум, при этом запас напора у дымососа практически отсутствовал.

Для обеспечения требуемого снижения шума и сохранения эксплуатационных характеристик дымососа ДН-19МГМ котла ст.№21 была разработана система шумоглушения (рис.5), позволяющая уменьшить шум с минимальными аэродинамичес-кими потерями.

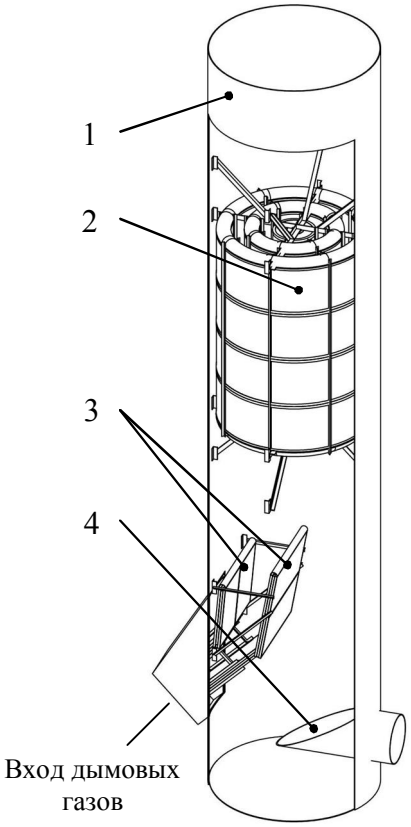
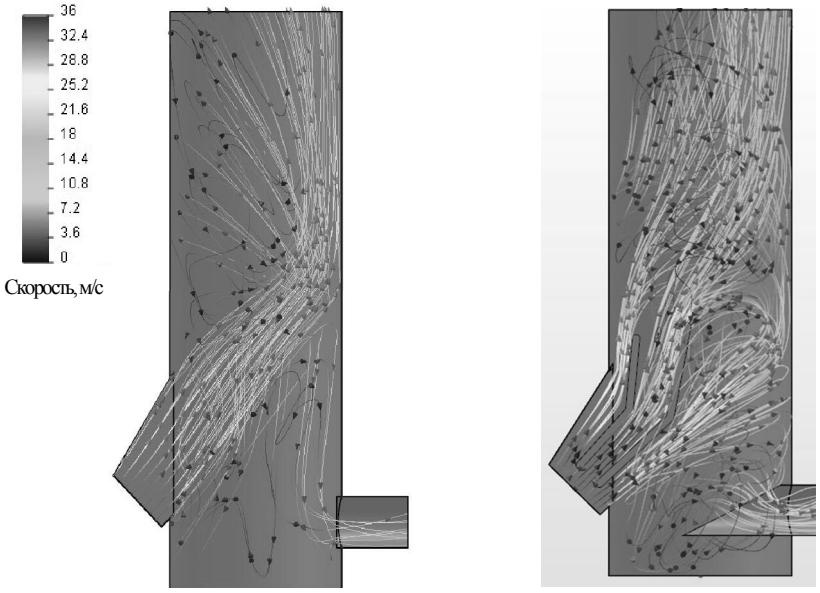


Рис.5. Система шумоглушения газовых трактов после дымососа ДН-19МГМ энергетического котла ст.№ 21 ГЭС-2: 1 – дымовая труба, 2 – цилиндрические глушители, 3 – спрямляющие пластины, 4 – новый всас рециркуляции

Мининальное аэродина-мическое сопротивление системы шумоглушения было достигнуто за счёт установки двух спрямляющих пластин на месте поворота потока дымовых газов после дымососа, размещения трёх цилиндрических глушителей шума в месте малых скоростей дымовых газов при равномерном распределении потока дымовых газов по сечению дымовой трубы, а также выполнения нового всаса дымососа рециркуляции дымовых газов.

Углы расположения спрям-ляющих пластин, их длина, расстояния между ними, место установки трёх цилиндрических глушителей шума, а также форма всаса дымососа рециркуляции были определены по результатам численного моделирования течений дымовых газов в газовых трактах котла ст.№21 на математической модели.

Две спрямляющие пластины позволяют одновременно уменьшить шум и снизить аэродинамическое сопротивление внезапного расширения за счёт плавного расширения потока дымовых газов. На рис.6 показано изменение траекторий движения потоков до и после установки спрямляющих пластин. Видно, что после установки спрямляющих пластин аэродинамические потери будут меньше.



а) *б)*

Рис.6. Траектории движения потока дымовых газов в цоколе дымовой трубы: *а)* – до оптимизации, *б)* – после оптимизации

После установки системы шумоглушения в газовых трактах (рис.7) были проведены испытания, которые показали отсутствие изменений эксплуатационных характеристик энергетического котла ст.№21 ГЭС-1, что говорит о правильности полученных результатов моделирования.

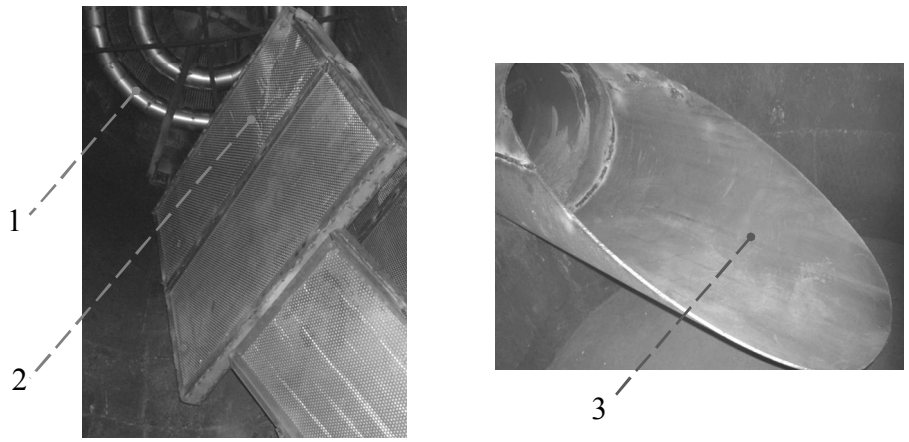


Рис.7. Система шумоглушения, установленная в газовых трактах котлов ст.№21 ГЭС-2 – филиала ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго»: 1 – цилиндрические глушители шума, 2 – спрямляющие пластины, 3 – новая форма всаса рециркуляции

Основное снижение шума происходит в трёх цилиндрических глушителях шума, шум также снижается на участке расположения двух спрямляющих пластин, т.к. они состоят из звукопоглощающего материала, защищенного от выдувания стеклотканью и перфорированными металлическими листами.

Акустическая эффективность системы шумоглушения составляет 8,2 – 41,0 дБ (рис.8) во всём диапазоне нормируемых октавных полос со среднегеометрическими частотами 31,5 –8000 Гц или по уровню звука 27,4 дБА, что соответствует требуемому снижению шума для выполнения санитарных норм в окружающем жилом районе и на территории электростанции.

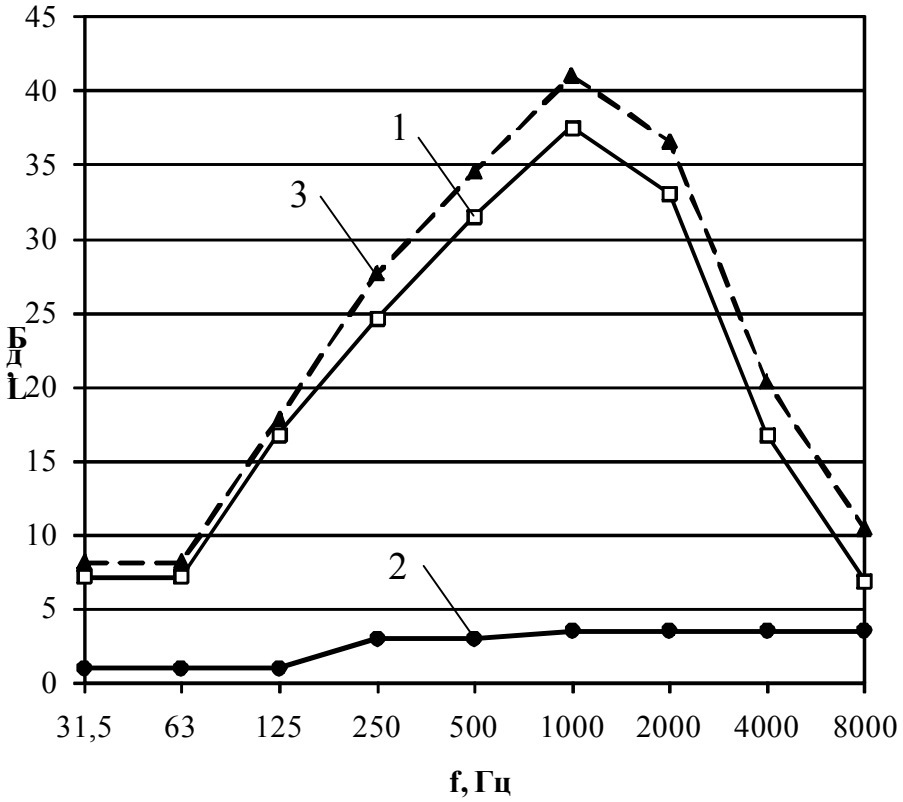


Рис. 8. Акустическая эффективность системы шумоглушения газовых трактов котла ст.№21 ГЭС-2: 1 – снижение шума за счёт трёх цилиндрических глушителей шума, 2 – снижение шума спрямляющими пластинами, 3 – суммарное снижение шума.

Коэффициент аэродинамического качества для систем шумоглушения газовых трактов котлов ст.№№ 6, 7 ГЭС-1 и котла ст.№21 ГЭС-2 составил около 100 %.

Эксплуатация разработанных систем шумоглушения газовых трактов на ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго» и ГЭС-2 – филиала ГЭС-1 ОАО «Мосэнерго» показала умеренное аэродинамическое сопротивление при требуемом снижении шума и высокой надёжности работы.

Выводы

1. Рассмотрен подход численного метода моделирования течений потоков дымовых газов с использованием специальных пакетов прикладных программ для разработки систем шумоглушения газовых трактов с минимальным аэродинамическим сопротивлением.
2. Показаны основные способы улучшения аэродинамических характеристик газовых трактов при осуществлении мер по шумоглушению.
3. Авторами введен коэффициент, характеризующий аэродинамическое качество глушителей шума и систем шумоглушения для газовых трактов энергетических котлов ТЭС.
4. Приведены результаты внедрения сложных систем шумоглушения газовых трактов энергетических котлов на ТЭС ОАО «Мосэнерго», разработанных с использованием численного метода моделирования течений потоков дымовых газов.

Литература

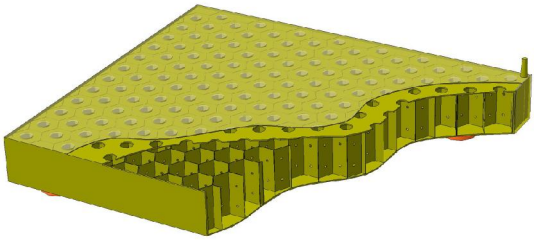
1. Тупов В.Б. Снижение шума от энергетического оборудования. М.: Изд-во МЭИ. 2005.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение. 1975.
3. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод)/Под ред. С.И. Мочана. – Л.: Энергия. 1977.
4. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А. и др. – СПб.: БХВ-Петербург. 2005. – 800 с.
5. Тупов В.Б., Чугунков Д.В. Особенности систем шумоглушения газовых трактов энергетических котлов // Теплоэнергетика. 2010. – №12. – С. 66–69.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ СОТОВЫХ ШУМОЗАЩИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

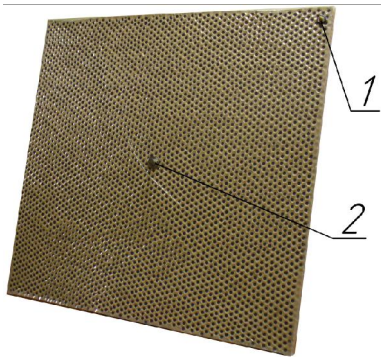
Тюрин А.П.
ГОУ ВПО "Ижевский государственный технический университет"

Разработка новых шумозащитных материалов, создание теоретических основ оценки их звукопоглощения, а также экспериментальные их исследования являются необходимыми этапами при создании с помощью них комфортной акустической обстановки. Отсюда следует и установление области их целесообразного применения.

Вакуумированные и невакуумированные сотовые конструкции, изготовленные на основе бумажного сотового заполнителя, любезно предоставленного компанией Хонисел-РУ (http://www.honicel.ru) являются одними из представителей большого ряда шумозащитных конструкций (рис. 1).



а) внутренняя структура конструкции



б) вакуумированная бумажная конструкция
1 – клапан; 2 – измерительный микрофон

Рис. 1. Шумопоглощающая сотовая конструкция

Результаты экспериментальных исследований конструкции при различных значениях давления вакуума внутри представлены на рис. 2. Из рис. 2 следует, что максимальное звукопоглощение наблюдается при давлении вакуума равном 0,65 кПа. На этом и последующем рисунках на оси абсцисс указаны среднегеометрические частоты 1/5 октавных полос.

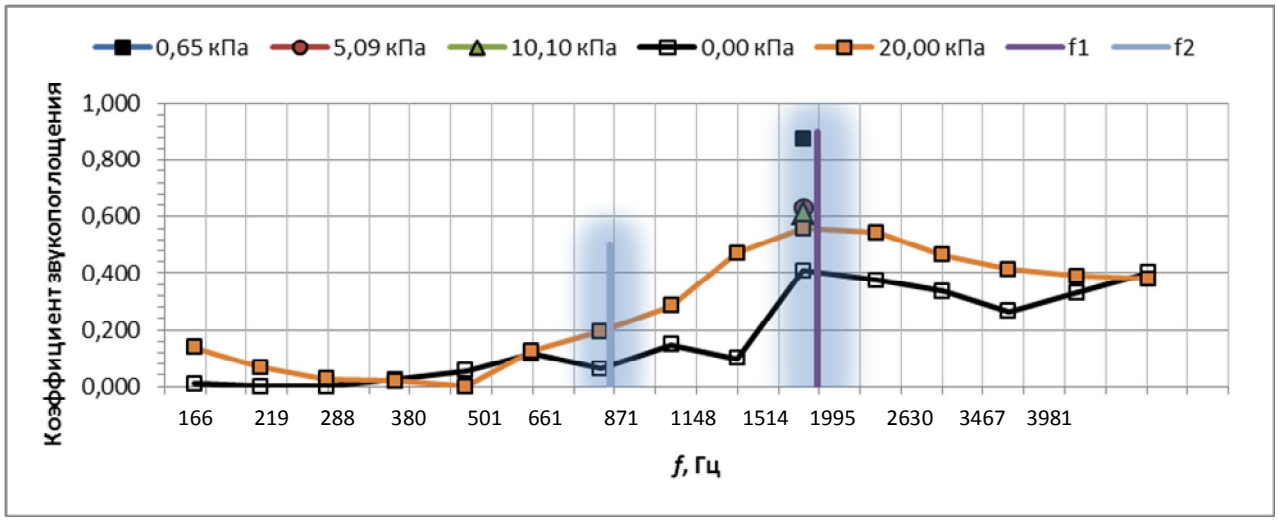


Рис. 2. Звукопоглощение и резонансные частоты сотовой конструкции
f_1, f_2 – аналитически определенные резонансные частоты

Рассмотрим теоретические основы физической модели звукопоглощения, поясняющей возникновение резонансных частот f1 и f2 на рис. 2.

Конструкцию, изображенную на рис. 3 с точки зрения звукопоглощения и разработки методов ее расчета можно рассматривать как совокупность совместно работающих бумажных резонаторов Гельмгольца, связанных с мембраной-пленкой. Физическую модель рассмотрим на примере одной отдельно взятой сотовой ячейки, схематичное изображение которой представлено на рис. 3.

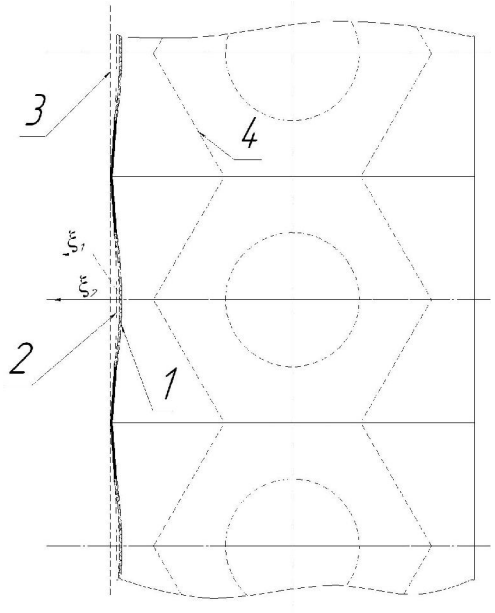


Рис. 3. Разрез вакуумированной сотовой конструкции
1 – мембрана-пленка; 2 – кольцевая пластинка-картон; 3 – поверхность конструкции без вакуумирования; 4 – поперечное сечение (вид в плане) отдельной ячейки

Мембрана с теоретической точки зрения представляет собой идеально гибкую и бесконечно тонкую пластинку из твердого вещества, однородную по составу и толщине и растягиваемую во всех направлениях натяжением, настолько большим, что оно не изменяется ощутимым образом в процессе рассматриваемых колебаний и смещений [1]. Определяющей величиной, влияющей на резонансную частоту звукопоглощения, является натяжение мембраны, представляющего собой совокупность бумажного основания и мембраны-пленки. При рассмотрении отдельно работающего бумажного резонатора, связанного с мембраной-пленкой, шестиугольник в его основании заменим кругом той же площади радиуса $R_{кр}$ с использованием формул:

$$S_{кр} = \pi R_{кр}^2 = 2\sqrt{3} r^2,$$

откуда

$$R_{кр} = \sqrt{\frac{2\sqrt{3} r^2}{\pi}},$$

где r – радиус вписанной в шестиугольник окружности, м.

Материал пластинки обладает большей упругостью и потому ее воображаемый центр имеет меньшее перемещение ξ_1 по сравнению с перемещением центра мембраны-пленки ξ_2 в случае вакуумирования.

Теперь, в связи с наличием давления вакуума в объеме резонатора, на центр системы действует статическая нагрузка p, приводящая к ее прогибу. Изменение упругости материала мембраны пропорционально изменению ее площади

$$\frac{S_{кр}}{S} = \frac{c_0}{c_1}, \quad (1)$$

где $S_{кр}$ – площадь мембраны в исходном состоянии, м^2; S – площадь деформированной мембраны вследствие вакуумирования внутреннего объема резонатора, м^2; c_0 и c_1 – центральный коэффициент упругости до и после натяжения мембраны, Н/м.

Площадь деформированной мембраны можно определить как площадь сферической поверхности шарового сегмента, высотой z, м. Для круглой мембраны прогиб (высота z) определяется:

$$z = 0{,}665 R_{кр} \sqrt[3]{\frac{p_{вак} R_{кр}}{Eh}}, \quad (2)$$

где E – модуль упругости материала мембраны, Па; $p_{вак}$ – давление вакуума, Н/м^2; h – толщина мембраны, м.

Площадь сферической поверхности шарового сегмента находится:

$$S = 2\pi Rz\,, \tag{3}$$

где R – радиус сферы, м, определяемый по формуле:

$$R = \frac{R_{\text{кр}}^2 + z^2}{2z}\,.$$

Далее для c_1:

$$c_1 = \frac{R_{\text{кр}}^2 + z^2}{R_{\text{кр}}^2} \cdot c_0 \tag{4}$$

и окончательно

$$c_1 = c_0 \cdot \left(1 + 0{,}655^2 \left(\frac{pR_{\text{кр}}}{Eh} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \tag{5}$$

Полученное выражение (5) учитывает повышение упругости мембраны, закрепленной в основании резонатора вследствие вакуумирования всей конструкции, что в свою очередь влияет на резонансную частоту системы, изображенной на рис. 3.

Для нахождения резонансных частот такую задачу можно рассматривать в двух степенях свободы, одним из элементов является резонатор, основание которого (круг, по площади равный шестиграннику ячейки) образует кольцевая пластинка, покрытая мембраной-пленкой. Оценке подлежит результат связи резонатора, имеющего упругое основание, с мембраной-пленкой.

Бумажная пластинка имеет следующие постоянные:

1) действующая масса, выраженная через скорость в центре a_1, кг;

2) площадь $S_{\text{кр}}$, м^2;

3) средняя амплитуда колебания равная $0{,}3 \cdot \xi_1$ от амплитуды в центре [2];

4) центральный коэффициент упругости пластинки, натянутой в результате приклеивания:

$$c_0 = \frac{128}{9} \frac{\pi E h_{\text{пл}}^3}{\left(1 - \sigma^2\right) r_{\text{кр}}^2}\,, \text{ Н/м}$$

где E – модуль упругости картона, Па; $h_{\text{пл}}$ – толщина пластинки, м; σ – коэффициент Пуассона картона.

5) резонансная частота напряженной пластинки после вакуумирования конструкции:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_1}{a_1}}\,, \text{ Гц}$$

6) активное сопротивление b_1, Н/м.

Пластинка связана с горлом резонатора. Для исследования поведения такой модели, например, ее резонансных частот при изменении плотности среды (воздуха) при вакуумировании объема рассматриваемой конструкции можно использовать теорию эквивалентного поршня, предложенную в [2]. Под эквивалентным поршнем здесь подразумевается тонкий цилиндр воздуха с основанием, площадь которого составляет 1/3 площади пластинки ($A = 0{,}3 \cdot S_{кр}$), и колеблющийся при пульсации центральной части мембраны. Резонатор характеризуется такими величинами как: L – длина (толщина конструкции), м; $S_{кр}$ – площадь основания, равная площади пластинки, м^2; V_0 – объем резонатора, м^2; $S_п$ – площадь перфорации, м^2; $r_п$ – радиус перфорации, м, откуда находятся его постоянные:

$$a_2 = \frac{\rho S_п^2}{2r_п},\ b_2 = \frac{r_п \rho c S_п^2}{2\pi V_0},\ c_2 = \frac{\rho c^2 S_п^2}{V_0}$$

Приняли, что ξ_1 представляет движение в центре пластинки и ξ_2 – движение мембраны-пленки в отверстии резонатора. Тогда для избыточного давления в цилиндре имеем:

$$p = \rho c^2 \frac{dV}{V_0} = \frac{\rho c^2}{V_0}\left(A\,\xi_1 - S_п\,\xi_2\right) \tag{6}$$

Выражение в скобках представляет собой площадь эквивалентного поршня, умноженную на величину некоторой амплитуды, скажем, $\overline{A} \cdot \overline{\xi}$. С учетом этого для данного момента получаем для потенциальной энергии сжатия:

$$V = \int_0^{\overline{\xi}} p \cdot d\left(\overline{A}\,\overline{\xi}\right) = \frac{\rho c^2}{V_0}\int_0 \left(A\,\xi_1 - S\,\xi_2\right) d\left(A\,\xi_1 - S\,\xi_2\right) = \frac{\rho c^2}{2V_0}\left(A\,\xi_1 - S\,\xi_2\right)^2 \tag{7}$$

Прибавляя сюда потенциальную энергию самой пластинки, получаем для полной потенциальной энергии системы:

$$V = \frac{1}{2}\left[c_1\,\xi_1^2 + \frac{\rho c^2}{V_0}\left(A^2\,\xi_1^2 - 2AS\,\xi_1\,\xi_2 + S^2\,\xi_2^2\right)\right] \tag{8}$$

Функции кинетической энергии и потерь рассеяния для рассматриваемой системы:

$$\left.\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}\left(a_1\,\dot{\xi}_1^2 + a_2\,\dot{\xi}_2^2\right) \\ F &= \frac{1}{2}\left(b_1\,\dot{\xi}_1^2 + b_2\,\dot{\xi}_2^2\right) \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

Решение уравнений [8, 9] дает корни:

$$\lambda_1 = -\Delta_1 \pm in'_1,\ \lambda_2 = -\Delta_2 \pm in'_2,$$

где: для собственных частот:

$$\left.\begin{aligned} \Delta_1 + \Delta_2 &= \frac{b_1}{2a_1} + \frac{b_2}{2a_2} = \Delta_{11} + \Delta_{22} \\ n_2^2\Delta_1 + n_1^2\Delta_2 &= \frac{c_{22}}{a_2}\cdot\frac{b_1}{2a_1} + \frac{c_{11}}{a_1}\cdot\frac{b_2}{2a_2} = n_{22}^2\Delta_{11} + n_{11}^2\Delta_{22} \end{aligned}\right\},$$

для постоянных затухания:

$$\left.\begin{aligned} n_1^2 + n_2^2 &= \frac{c_{11}}{a_1} + \frac{c_{22}}{a_2} = n_{11}^2 + n_{22}^2 \\ n_1^2 n_2^2 &= \frac{c_{11}}{a_1}\frac{c_{22}}{a_2} - \frac{c_{12}^2}{a_1 a_2} = n_{11}^2 n_{22}^2 - n_{12}^4 \end{aligned}\right\}$$

и

$$c_{11} = c_1 + k^2 c_2;\ c_{12} = kc_2; c_{22} = c_2;\ k = \frac{A}{S_{\text{п}}}.$$

Собственные частоты, измененные вследствие наличия затухания:

$$f_{1,2} = \frac{n'_{1,2}}{2\pi} = \frac{\sqrt{n_{1,2}^2 - \Delta_{1,2}^2}}{2\pi},\ \text{Гц} \qquad (10)$$

Таким образом, можно будет определить, что рассматриваемая система, в основе которой лежит резонатор, будет иметь две собственные частоты, f_1, f_2, каждая из которых будет обладать соответствующей постоянной затухания, Δ_1, Δ_2. Исходные параметры исследованной конструкции по рис. 2. представлены в таблице 1.

Таблица 1

Теоретически полученные результаты для отдельной ячейки конструкции

Параметр	**Значение**
Диаметр перфорации, $r_{\text{п}}$, м	0,007
Радиус вписанной в ячейку окружности, r, м	0,0105
Толщина конструкции, L, м	0,0327
Толщина картона, h, м	0,0002
Модуль Юнга, E, Па	$2{,}1\cdot10^9$
Коэффициент Пуассона, σ	0,293
Давление вакуума, p, Па	600

Решение задачи дает две собственные частоты конструкции 1309 Гц и 650 Гц, при этом резонансная частота отдельной сотовой ячейки составляет 1413 Гц, а резонансная частота мембраны-пленки в перфорации резонатора – 654 Гц. То есть в целом существует незначительное изменение резонансных частот в конструкции по сравнению с работой ее отдельных элементов. Представленный на рис. 2 выполненный 1/3 октавный анализ не позволяет рассмотреть первую собственную частоту конструкции, как обладающей избирательным звукопоглощением, поэтому на рис. 4 представлен более узкий спектральный анализ – 1/4 и 1/5 октавный. Наблюдается некоторое «смещение» резонансных частот, полученных аналитически и экспериментально, что можно объяснить различием исследованных моделей в теории и эксперименте – отдельной ячейки и всей конструкции, представляющей совокупность ячеек. Эффект взаимодействия не рассматривается. Предположительно существенное изменение в собственных частотах и более равномерное распределение затухания в системе будет определяться связью мембраны, обладающей массой со сравнительно легкой резонирующей системой.

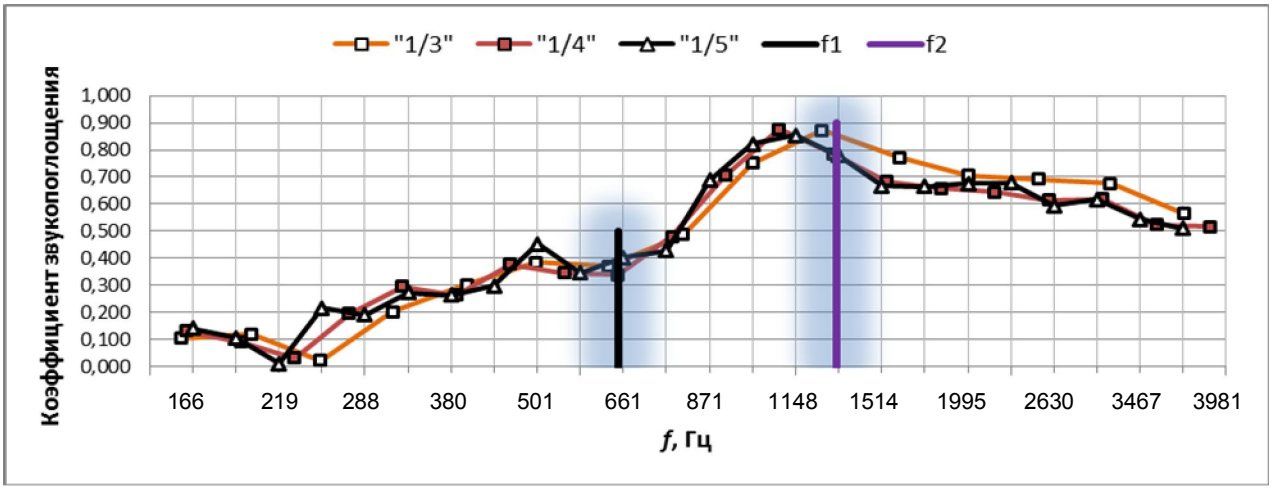


Рис. 4. Звукопоглощение и резонансные частоты сотовой конструкции при 1/3, 1/4 и 1/5 октавном анализе
f_1, f_2 – аналитически определенные резонансные частоты

Обзор существующих в мире шумозащитных конструкций, позволяет предположить, что рассмотренные сотовые конструкции по механизму звукопоглощения напоминают звукопоглощение микроперфорированных конструкций, поверхность которых покрыта тонкой фольгой (рис. 5).

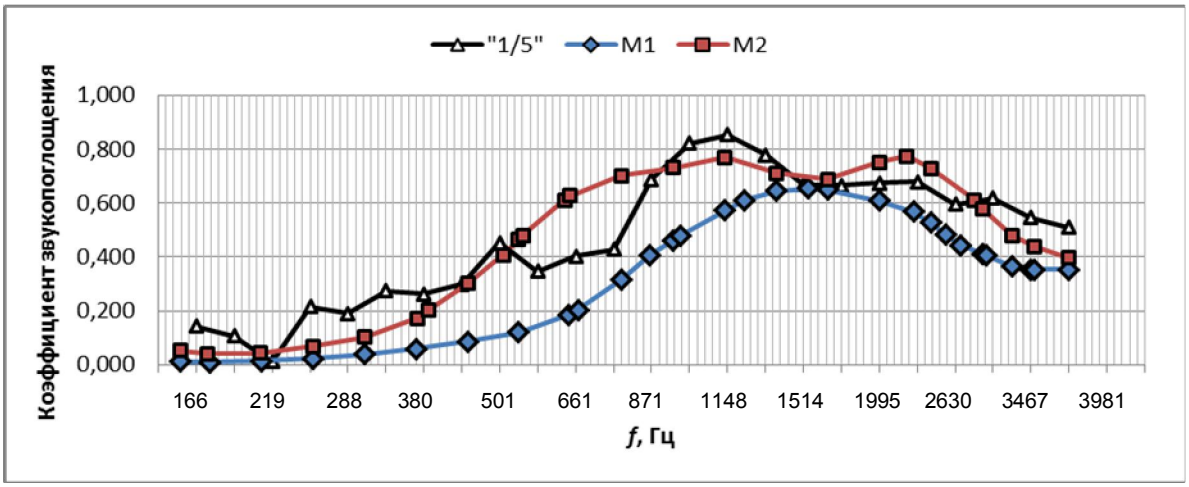


Рис. 5. Сравнение звукопоглощения сотовых конструкций с микроперфорированными конструкциями, покрытыми фольгой [3]: М1 – конструкция, покрытая одним слоем 0,1-мм фольги; М2 – конструкция, покрытая двумя слоями 0,1-мм фольги

Сформулируем основные выводы по выполненной работе, частности, по рис. 2.

1) При давлении вакуума в 0,65 кПа наблюдается максимальное звукопоглощение конструкции равное 0,873.

2) Начиная с давления вакуума, равного 0,65 и выше звукопоглощение конструкции снижается, при 20 кПа оно составляет 0,407.

3) Резонансная частота максимального звукопоглощения при изменении давления вакуума не изменяется, по крайней мере, при выполнении 1/3 октавного анализа. Это наблюдается как при теоретических, путем варьирования значений давления вакуума, так и при экспериментальных исследованиях.

Принятая в работе физическая модель определения собственных частот сотой конструкции, основанная на рассмотрении колебаний системы «кольцевая пластинка – мембрана-пленка» отдельно взятой сотовой ячейки, предполагает существование двух частот, каждая из которых обладает собственным затуханием. В перспективе, теоретическая работа последующих этапов может быть направлена на определение коэффициента звукопоглощения конструкции в целом.

Литература

1. Стретт, Дж.В. (Лорд Рэлей) Теория звука: в 2-х томах: перевод с третьего английского издания / Дж.В. Стретт. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1955. – Т. 1. – 504 с.
2. Крендалл, И. Акустика: Пер. с англ. Изд. 3-е, стереотипное / И. Крендалл. – М.: КомКнига, 2007. – 168 с.
3. Cox, T.J. Acoustic absorbers and diffusers; theory, design and application / T.J. Cox, P. D’Antonio. – New York : Taylor and Francis, 2009. – 477 p.

СОВРЕМЕННЫЕ ЗВУКОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И АСПЕКТЫ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПОМОЩИ МАТЕРИАЛОВ ИЗ ГРУППЫ ПЕНОПОЛИЭТИЛЕНОВ ТИПА ПЕТРОФОМ И ИХ АНАЛОГОВ

Степура В.А.
ООО ПКП "Ресурс"

Современные звукоизоляционные материалы и аспекты звукоизоляции строительных конструкций при помощи материалов из группы пенополиэтиленов типа Петрофом и их аналогов.

В последнее время все больше внимание уделяется проблеме шума. Особенно эта актуально для больших городов, где человек ежедневно подвергается влиянию многих вредных факторов. Компания ООО ПКП «Ресурс» является в Санкт – Петербурге лидером по поставкам звукоизоляционных материалов из вспененных полиэтиленов типа Петрофом, Полифом, Изолон ППЭ. Материал торговой марки **Петрофом** производится компанией «Ресурс» на собственном производстве ООО «Питерфом».

Всякий нежелательный для человека звук является **шумом**. Интенсивное шумовое воздействие на организм человека неблагоприятно влияет на протекание нервных процессов, способствует развитию утомления. Поэтому шум признан одним из вредных факторов.

Как любой вредный фактор, шум подлежит жесткому нормированию. Основополагающим документом здесь является Федеральный Закон РФ № 52 «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения». Он предписывает **необходимость** создание в среде обитания постоянного акустического комфорта, который в свою очередь (численно) описывается в СанПиНах.

СанПиН предусматривает дифференцированный подход с учетом характера деятельности в условиях шума.

СНиП (для Москвы – это МГСН) подразумевает проектирование всех ограждающих конструкций с определенным уровнем звукоизоляции (для того, чтобы выполнить требования СанПиНа). Численно это описывается ***индексом изоляции воздушного шума RW, в дБ*** и ***индексом приведенного ударного шума LnW, в дБ.***

Существуют два различных способа защиты от шума.

Звукопоглощение – этот метод основан на поглощении звуковой энергии волн, распространяющихся по воздуху звукопоглощающими материалами, которые трансформируют ее в тепловую.

Звукопоглощающие материалы и конструкции подразделяются на:

- Волокнисто-пористые (войлок, минеральная вата, фетр, акустическая штукатурка и др.);
- Мембранные поглотители (пленка, фанера, закрепленные на деревянные обрешетки);
- Резонаторные поглотители (классический резонатор Гельмгольца);
- Комбинированные поглотители.

Звукоизоляция – этот метод основан на отражении звуковой волны, падающей на ограждение (экран).

На рисунке 1а показаны пути проникновения шума (воздушного и структурного) при нахождении его источников как снаружи, так и внутри здания, а на рисунке 1б – пути проникновения шумов из шумного помещения в тихое помещение. От наружного или внутреннего источника воздушный шум проникает через окна и стены, а вибрация передается по грунту, трубопроводам и строительным конструкциям, колебания которых вызывают появления структурного шума.

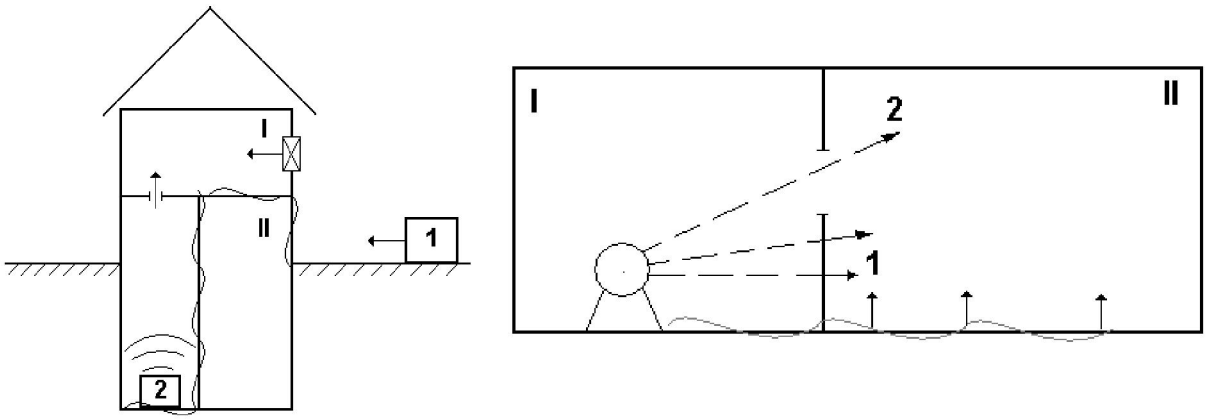


Рис. 1. Пути проникновения шумов

А) 1 – источник шума; 2 – источник вибрации; I – воздушный шум; II – структурный шум;

Б) 1, 2 – звуки, распространяющиеся по воздуху (воздушные звуки или шумы); 3 – энергия упругих колебаний распространяется по строительным конструкциям и излучается в виде шума (структурные или ударные звуки, шумы); I – шумное помещение; II – тихое помещение.

Звукоизоляционные материалы применяют для изоляции помещений от распространения материального (ударного) переноса звука. В отличие от звукопоглощающих эти материалы остаются практически в скрытом от взора состоянии в виде прокладочных слоев в конструкциях внутренних стен (перегородок) и междуэтажных перекрытий зданий. Они располагаются между наружными оболочками (панелей, щитов и др.), находясь в свободном (не сжатом) или даже подвешенном состоянии (например, подвешенные маты). Возможно и некоторое обжатие звукоизолирующей прослойки, например, между несущими панелями потолка и конструкцией пола на упругом основании.

Важной характеристикой качества прокладочного материала является его *жесткость*, которая, во-первых, призвана компенсировать отсутствие жестких связей между стенками в неоднородных конструкциях, а во-вторых, больше погасить ударных звуковых колебаний. Но и жесткость, определяемая *динамическим модулем упругости* не должна быть чрезмерно высокой, так как чем ниже $E_Д$, тем больше ударных шумов поглощает прокладочный материал. По величине модуля упругости различают три класса звукоизоляционных материалов:

- **I** класс ($E_Д$ до 1 МПа);
- **II** класс ($E_Д$ от 1 до 5 МПа);
- **III** класс ($E_Д$ от 5 до 15 МПа).

Звукоизоляционными материалами служат вспененные полимерные материалы (**пенополиполиэтилен Петрофом**, **Изолон ППЭ, Полифом,** пенополипропилен **Пенотерм**, **и пр.**) и полужесткие минераловатные и стекловатные маты и плиты на синтетической связке типа Роквул, Экофон, Армстронг и пр.

Основы проектирования эффективной шумозащиты в зданиях

Этими вопросами занимается *строительная акустика* – научная дисциплина, изучающая вопросы защиты помещений, зданий и территорий населённых мест от шума архитектурно-планировочными и строительно-акустическими (конструктивными) методами. К архитектурно-планировочным методам относятся:

- рациональные (с точки зрения защиты от шума) объёмно-планировочные решения зданий и помещений;
- удаление источников шума от защищаемых объектов; оптимальная планировка микрорайонов, жилых районов, а также территорий промышленных предприятий.

Строительно-акустические методы включают применение конструкций и устройств, обеспечивающих эффективное снижение уровня шума, они тесно связаны с проблемой снижения шума от технологического, санитарно-технического и инженерного оборудования, средств транспорта, механизированного инструмента и бытовых приборов (во многих случаях борьба с шумом, прежде всего, целесообразна непосредственно в источнике его возникновения).

В любом случае основным «помощником» проектировщиков и архитекторов в деле защиты человека от повышенного звукового давления и создания

акустического комфорта являются ограждающие конструкции (стены, перегородки, перекрытия).

На базе различных методов, используемых в строительной акустике, разработаны рекомендации по проектированию ограждающих конструкций, обеспечивающих нормативную звукоизоляцию.

Рекомендации общего характера.

Элементы ограждающих конструкций рекомендуется проектировать из материалов с плотной структурой, не имеющих сквозных пор. Ограждения, выполненные из материалов со сквозной пористостью, должны иметь наружные слои из плотного материала, бетона или раствора. Внутренние стены и перегородки из кирпича, керамических и шлакобетонных блоков рекомендуется проектировать с заполнением швов на всю толщину и оштукатуренных с двух сторон безусадочным раствором.

В целях облегчения ограждающих конструкций рекомендуется применение слоистых конструкций вместо акустически однородных. При этом следует по возможности исключать жесткие связи между слоями и заполнять воздушные промежутки звукопоглощающими материалами (стекловолокнистыми или минераловатными матами, плитами). Следует иметь в виду, что при применении минераловатных плит плотностью более 60 кг/м^3 специальных мер по креплению плит не требуется.

Междуэтажные перекрытия

Звукоизоляционную прокладку под конструкцией пола проектируют в виде сплошного слоя (так называемые «плавающие полы») или полосовых прокладок (деревянные полы по лагам). Суммарная площадь, через которую передается нагрузка на полосовые прокладки, должна быть не менее 25% площади пола.

Пол на звукоизоляционном слое или прокладках не должен иметь жестких связей (звуковых мостиков) с несущей частью перекрытия, стенами и другими конструкциями здания, т.е. должен быть «плавающим». Деревянный пол или плавающее бетонное основание пола (стяжка) должны быть отделены по контуру от стен или других конструкций здания зазорами шириной 1-2 см, заполненными звукоизоляционным материалом или изделиями из пористого полипропилена и т.п. Плинтусы следует крепить только к полу или только к стене.

При проектировании пола в виде монолитной плавающей стяжки необходимо предусматривать по вибродемфирующей прокладке из материалов, имеющих акустический сертификат соответствия, подтверждающего звукоизоляционные свойства. В качестве таковых рекомендуется использовать пенополиэтилены **(Петрофом**, Изолон ППЭ, Полифом) или минераловатные маты на битумной подоснове. При использовании вспененных полимеров применение дополнительной гидроизоляции не требуется.

Для увеличения звукоизоляции перекрытия с полом на вибродемпфирующем слое при заданной конструкции несущей части возможно принятие сле-

дующих мер: уменьшение динамической жесткости звукоизоляционного слоя путем его утолщения; увеличение поверхностной плотности пола; применение под звукоизоляционным слоем засыпок из песка, шлака и тп в дополнение к основному звукоизоляционному слою; применение сплошных звукоизоляционных прокладок вместо полосовых; увеличение средней толщины промежутка между несущей частью и полом.

Внутренние стены и перегородки

Двойные стены или перегородки обычно проектируют с жесткой связью между элементами по контуру или в отдельных точках. Величина промежутка между элементами конструкций должна быть не менее 40 мм. для увеличения звукоизоляции двойных стен и перегородок рекомендуются следующие конструктивные меры: увеличение толщины промежутка между элементами двойной конструкции; устранение жесткой связи между элементами двойной конструкции, а также с конструкциями, примыкающими к стенам и перегородкам.

Для увеличения звукоизоляции воздушного шума стеной или перегородкой, выполненной из железобетона, бетона, кирпича и т.п., в ряде случаев целесообразно использовать дополнительную обшивку на относе. В качестве обшивки могут использоваться: гипсокартонные листы, твердые древесно-волокнистые плиты и подобные листовые материалы, прикрепленные к стене по деревянным рейкам, по линейным или точечным маякам из гипсового или цементно-песчаного раствора, по металлическому каркасу. Воздушный промежуток между стеной и обшивкой целесообразно выполнять толщиной 40-60 мм и заполнять мягким звукопоглощающим материалом (минераловатными или стекловолокнистыми плитами, вспененными полиэтиленами и тд.). Оптимальная толщина звукопоглотителя составляет 2/3 толщины воздушного промежутка.

Внутренние стены, разделяющие жилые и встроенные шумные помещения, к которым предъявляются повышенные требования по изоляции воздушного шума (требуемый индекс R_W = 54…59 дБ), следует проектировать двойными с полным разобщением их элементов между собой и от примыкающих конструкций, исключающим косвенную передачу звука в изолируемое помещение по примыкающим стенам и перекрытиям.

Звукоизоляция междуэтажных перекрытий с плавающим полом

НИИСФ РААСН г. Москва рекомендует применение вспененного полиэтилена «Петрофом» в конструкциях «Плавающих» стяжек для улучшения звукоизоляции междуэтажных перекрытий. Основанием к рекомендациям являются протоколы испытаний и заключение 2009г., согласно которых, индекс улучшения изоляции ударного шума составляет (AL_{nW}) от 23 до 25 дБ. Выбор конструкции плавающего пола определяется назначением помещений и зданий, в которых предполагается устройство пола, а также типом и толщиной несущей плиты перекрытия в жилых и общественных зданиях.

Плавающий пол представляет собой плиту или стяжку из бетона, гипса или асфальта или других подобных материалов толщиной не менее 50 мм и поверхностной плотностью не менее 60 кг/м^2, укладываемую на слой упругого изоляционного материала из пенополиэтилена Петрофом. При необходимости выполняется армирование стяжки.

Значения индексов приведенного уровня ударного шума для перекрытий с плитами сплошного сечения следует принимать по таблице 1.

Таблица 1

Поверхностная плотность плиты перекрытия, кг/м^2	**Ориентировочная толщина плиты перекрытия, мм**	**Значения L_{nwo}, дБ**
150	60	86
200	80	84
250	100	82
300	120	80
350	140	78
450	180	76

Примечание:

1) При подвесном потолке из листовых материалов (ГКЛ, ГВЛ и т.п.) и значений L_{nwo} вычитается 1 дБ.

2) При заполнении пространства над подвесным потолком звукопоглощающим материалом из значений L_{nwo} вычитается 2 дБ.

Индекс приведенного ударного шума L_{nW} под междуэтажным перекрытием с полом на звукоизоляционном слое следует определять в соответствии с СНиП 23-03-2003 «Защита от шума и акустика» или МГСН 2.04-97 «Допустимые уровни шума, вибрации и требования к звукоизоляции в жилых и общественных зданиях».

Требуемая толщина звукоизоляционного слоя материала Петрофом ® или аналогичных пенополиэтиленов определяется расчетом.

Для эффективного использования звукоизоляционного материала необходимо правильно выбрать соотношение между толщиной слоя изоляционного материала и нагрузкой (стяжкой с покрытием пола) с тем, чтобы резонансная частота колебания пола была минимально низкой и при этом не происходило разрушения звукоизоляционной прокладки.

Применение звукоизоляционных прокладок из вспененных полиэтиленов (полипропиленов) в зависимости от толщины прокладки и поверхностной плотности стяжки обеспечивает индекс снижения приведенного уровня ударного шума под перекрытием (AL_{nW}) от 23 до 25 дБ, что в большинстве реальных случаев позволяет выполнить нормативные требования по изоляции ударного шума.

Принципиальные схемы конструктивных решений звукоизоляции междуэтажного перекрытия представлены на рис. 2.

Полы в зданиях

Относительная влажность воздуха в помещениях в процессе устройства покрытия полов не должна превышать 80%. Температура воздуха на уровне пола при устройстве выравнивающей цементно-песчаной стяжки должна быть не менее +5°С. Устройство полов должно выполнятся после окончания всех строительно-монтажных, электротехнических и отделочных работ.

До начала производства работ по устройству полов монтажные отверстия в перекрытиях, зазоры между плитами, места примыкания перекрытий к стенам перегородок, трубам должны быть заделаны цементно-песчаным раствором не ниже М 100.

В местах пересечения инженерных коммуникаций, а также местах примыкания к оконным витражам, конструкциям должна быть выполнена негорючая изоляция.

При укладке звукоизоляционных прокладок из пенополиэтиленов в коридорах, следует предусмотреть рассечки из негорючих материалов шириной не менее 200 мм, устанавливаемые не реже чем через 60 м.

При устройстве теплоизоляции пола над вентилируемым подпольем, толщина пенополиэтиленов подбирается теплотехническим расчетом в соответствии с СНиП П-3-79* «Строительная теплотехника». При это учитывается, что коэффициент теплопроводности .=0,0344 Вт/м °К (Заключение НИИМосСтрой № 2-222/02 от 11.09.02 г.).

Расчет перекрытия

Индекс изоляции воздушного шума R_W в дБ перекрытием определяется по табл. 15 СП «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий», в зависимости от величины индекса изоляции воздушного шума плитой перекрытия R_{wo}, определенного в соответствии с п.п. 3.3 и частоты резонанса f_p в Гц, определяется по формуле:

$$f_p = 0{,}16\sqrt{\frac{E_Д \cdot (m_1 + m_2)}{h_3 \cdot m_1 \cdot m_2}},$$

где

$E_Д = 6{,}6 \cdot 10^5$ Па (динамический модуль упругости звукоизоляционного слоя);

$m_1 = 450$ кг/м^2 (поверхностная плотность плиты);

$m_2 = 108$ кг/м^2 (поверхностная плотность выше звукоизоляционного слоя) – стяжка и покрытие пола;

$h_3 = h_0 \cdot (1 - \varepsilon)$, где h_0 – толщина звукоизоляционного слоя в не обжатом состоянии – 0,008 м; ε – относительное сжатие материала под нагрузкой – 0,1;

$h_3 = 0{,}008 \cdot (1 - 0{,}1) = 0{,}0072$

$$f_p = 0{,}16\sqrt{\frac{6{,}6\cdot 10^5\cdot(450+108)}{0{,}0072\cdot 450\cdot 108}} \approx 160 \text{ Гц.}$$

$R_{wo} = 37\lg m_1 + 55\lg K - 43$,дБ, где m_1 – поверхностная плотность плиты перекрытия и К – коэффициент;

Для монолитных плит К = 1.

$R_{wo} = 37\lg 450 - 43 = 55$ дБ.

В зависимости от f_p и R_{wo} определяем R_W = 55 дБ, что соответствует нормативному значению.

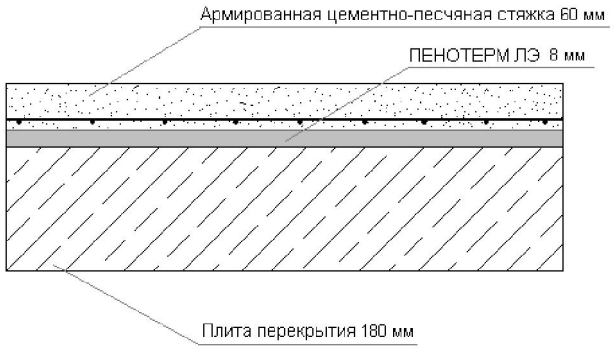


Рис. 2. Звукоизоляция междуэтажного перекрытия

Расчет изоляции ударного шума междуэтажным перекрытием.

Индекс приведенного уровня ударного шума L_{nW} перекрытием с полом на звукоизоляционном слое определяется по табл.17 СП «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий» в зависимости от величины индекса приведенного уровня ударного шума перекрытия L_{nwo}, определяемого по табл.18 и частоты колебания пола, лежащего на звукоизоляционном слое – f_O, определяемой по формуле:

$$f_o = 0{,}16\sqrt{\frac{E_Д}{h_3\cdot m_2}}$$,Гц, где

$Е_д = 6{,}6\cdot 10^5$ Па;

$h_3 = 0{,}0072$;

$m_2 = 108$ кг/м^2.

$$f_o = 0.16\sqrt{\frac{6{,}6\cdot 10^5}{0{,}0072\cdot 108}} \approx 140 \text{ Гц.}$$

L_{nwo}= 76 дБ для плиты с поверхностной плотностью 450 кг/м^2.

В зависимости от L_{nwo} и f_o определяем $L_{nW.}$= 56 дБ, при этом норматив выполняется, если фактическое значение меньше или равно нормативному.

ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА И ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ

Семин С.А., Тупов В.Б.
Московский энергетический институт (технический университет)

Широкое внедрение газотурбинных установок (ГТУ) с котлами-утилизаторами и парогазовых установок (ПГУ) является одним из эффективных путей модернизации российской энергетики. Важнейшей экологической проблемой, возникающей при их эксплуатации, является сильное шумовое излучение в окружающий жилой район. Шум, излучаемый выхлопным трактом ГТУ [1], снижается при прохождение газового тракта котла-утилизатора и может быть дополнительно снижен специальными устройствами – глушителями шума.

Настоящая работа посвящена вопросам снижения уровня звуковой мощности (УЗМ) в котлах-утилизаторах. Также в ней рассмотрены мероприятия по шумоглушению, разработанные в Московском энергетическом институте (МЭИ), для снижения шума от ГТУ с котлами-утилизаторами и ПГУ с целью обеспечения санитарных норм по шуму [2] как на селитебной территории, так и на производственной территории энергетического объекта.

Авторами проведена серия акустических измерений на действующем энергетическом оборудовании [3, 4]. Было проведено акустическое обследование ряда котлов-утилизаторов, цель которого состояла в определении снижения уровня шума в их поверхностях нагрева. Результаты измерений показывают, что снижение уровня шума в котлах-утилизаторах зависит от площади их теплообменных поверхностей. Величина снижения уровня шума составляет на низких и средних частотах несколько дБ, а на высоких частотах достигает уже нескольких десятков дБ. Это позволяет рассматривать конвективные пакеты котла-утилизатора как ступени глушителя высокочастотного шума.

На основе проведенных исследований предложена формула для расчета снижения УЗМ в котле-утилизаторе ΔL_W, дБ, в зависимости от площади его поверхностей нагрева:

$$\Delta L_W = 10\lg(1 + F_\alpha \cdot \frac{S}{S_0}), \qquad (1)$$

где F_α — коэффициент, характеризующий затухание звуковой энергии в оребренных поверхностях нагрева (определяется по результатам измерений);

S — площадь поверхности нагрева котла-утилизатора, м^2;

S_0 = 1 м^2 — единичная площадь поверхности нагрева котла-утилизатора.

Коэффициент F_α характеризует снижение звуковой энергии при прохожде-

нии ее через теплообменные поверхности котла-утилизатора, определяется их звукопоглощающими свойствами (коэффициент звукопоглощения α), а также конструктивными особенностями (тип оребрения, проходное сечение, расстояние между пакетами и т.д.).

Осредненные значения коэффициента F_α, полученные по результатам обработки экспериментальных данных для разных котлов-утилизаторов, приведены в табл.1. Сравнение результатов, полученных по (1) с использованием осредненного коэффициента F_α, с экспериментальными данными позволяет сделать вывод о возможности его применения для выполнения оценки снижения УЗМ в поверхностях нагрева котлов-утилизаторов [4].

Таблица 1

Коэффициент F_α, характеризующий затухание звуковой энергии в поверхностях нагрева котлов-утилизаторов

	Среднегеометрические частоты, Гц						
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
F_α	$1{,}73\cdot10^{-4}$	$1{,}73\cdot10^{-4}$	$1{,}73\cdot10^{-4}$	$1{,}73\cdot10^{-4}$	$7{,}07\cdot10^{-4}$	$9{,}97\cdot10^{-3}$	$1{,}01\cdot10^{-1}$

Примером практического применения полученных экспериментальных данных являются разработанные меры по снижению проникающего шума котла-утилизатора КГТ-45/6,7-450-15/0,9-270 Новоуренгойского газохимического комплекса (Новоуренгойского ГХК).

Новоуренгойский ГХК предназначен для получения этилена и полиэтилена высокого давления. На его территории установлен парогазовый энергоблок ПГУ-120 в составе газовой турбины LM6000 PD производства компании General Electric (GE) и котла-утилизатора КГТ-45/6,7-450-15/0,9-270 для производства перегретого пара за счет теплоты уходящих газов после газовой турбины.

В котле-утилизаторе располагаются последовательно по ходу движения газов поверхности нагрева, выполненные из труб со сплошным и просечным спирально-ленточным оребрением.

Для снижения шума, излучаемого газовой турбиной, а также для теплоизоляции, с внутренней стороны котла-утилизатора к его стенкам крепится слой теплозвукоизоляции из керамического волокна и прижимается листом из стали толщиной 2 мм (рис. 1). Основной задачей расчета теплозвукоизоляции газоходов и корпуса котла-утилизатора является нахождение толщины ее слоя. При этом теплозвукоизоляция котла-утилизатора должна обеспечивать как допустимый уровень звукового давления (УЗД) — 80 дБА на расстоянии 1 м от обшивки, так и безопасную температуру стенки обшивки котла-утилизатора (45 °С).

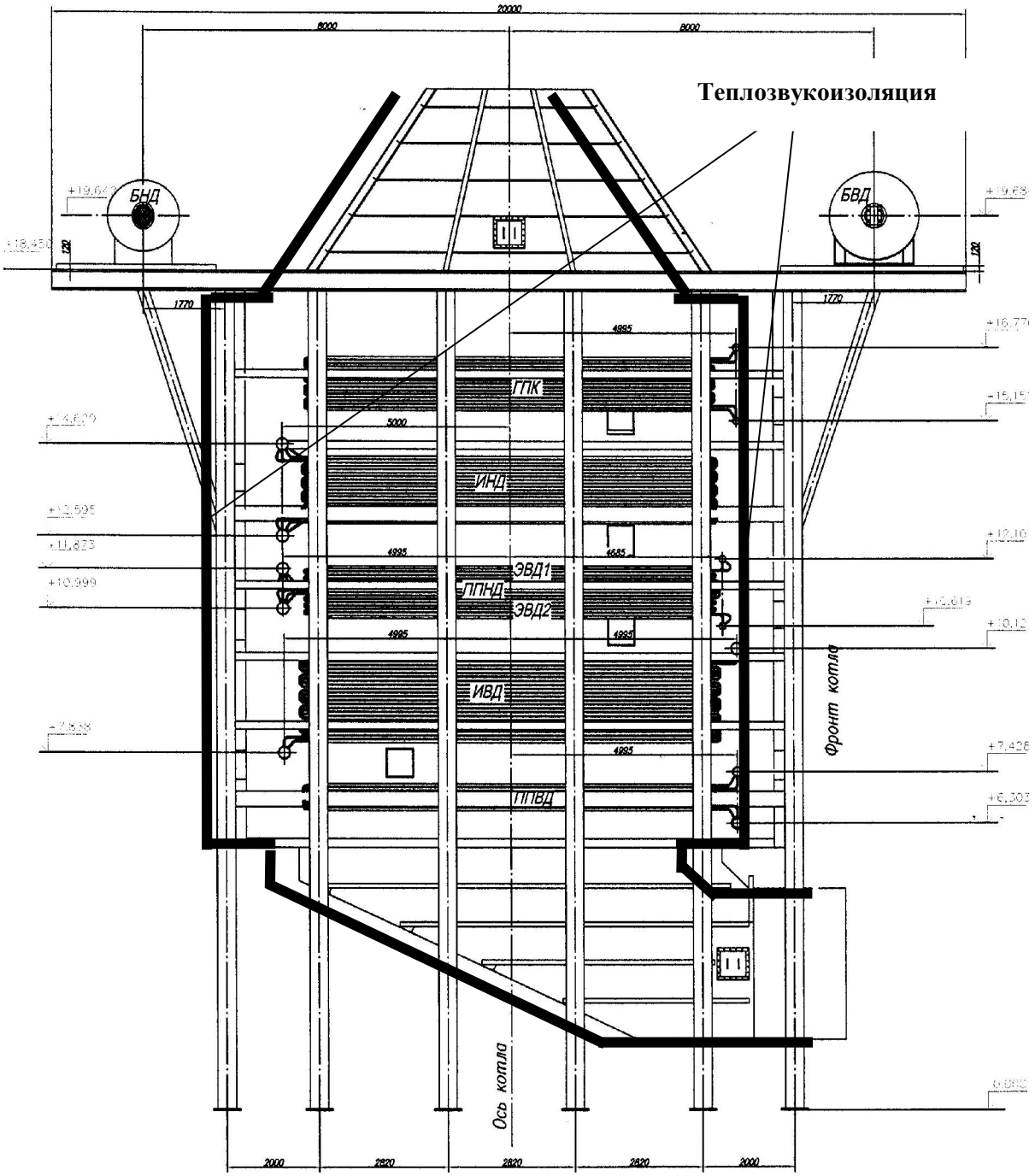


Рис. 1. Места нанесения теплозвукоизоляции котла-утилизатора КГТ-45/6,7-450-15/0,9-270 Новоуренгойского ГХК

Так как звукоизоляция должна обеспечивать требуемое снижение шума во всем октавном спектре, то ее толщина выбирается по наибольшему значению для спектра среднегеометрических частот. Необходимая толщина звукоизоляции в верхней части котла-утилизатора меньше, чем в его нижней части за счет снижения УЗМ поверхностями нагрева котла-утилизатора и составляет 0,113 м в его верхней части и 0,168 м в его нижней части.

Из условия обеспечения допустимой температуры внешней стенки (45 °С) толщина теплозвукоизоляции должна изменяться в следующем диапазоне значений: от 0,017 м в верхней части котла-утилизатора до 0,182 м в его нижней части.

На рис. 2 показана графическая зависимость необходимой толщины теплозвукоизоляции по фактору шума и по фактору обеспечения допустимой температуры внешней стенки для котла-утилизатора от температуры дымовых газов, уменьшающейся по ходу их движения по высоте котла-утилизатора. Из рис.2 видно, что определяющим фактором при выборе толщины теплозвукоизоляции является фактор шума — за исключением небольшого участка котла-утилизатора в области наиболее высоких температур дымовых газов.

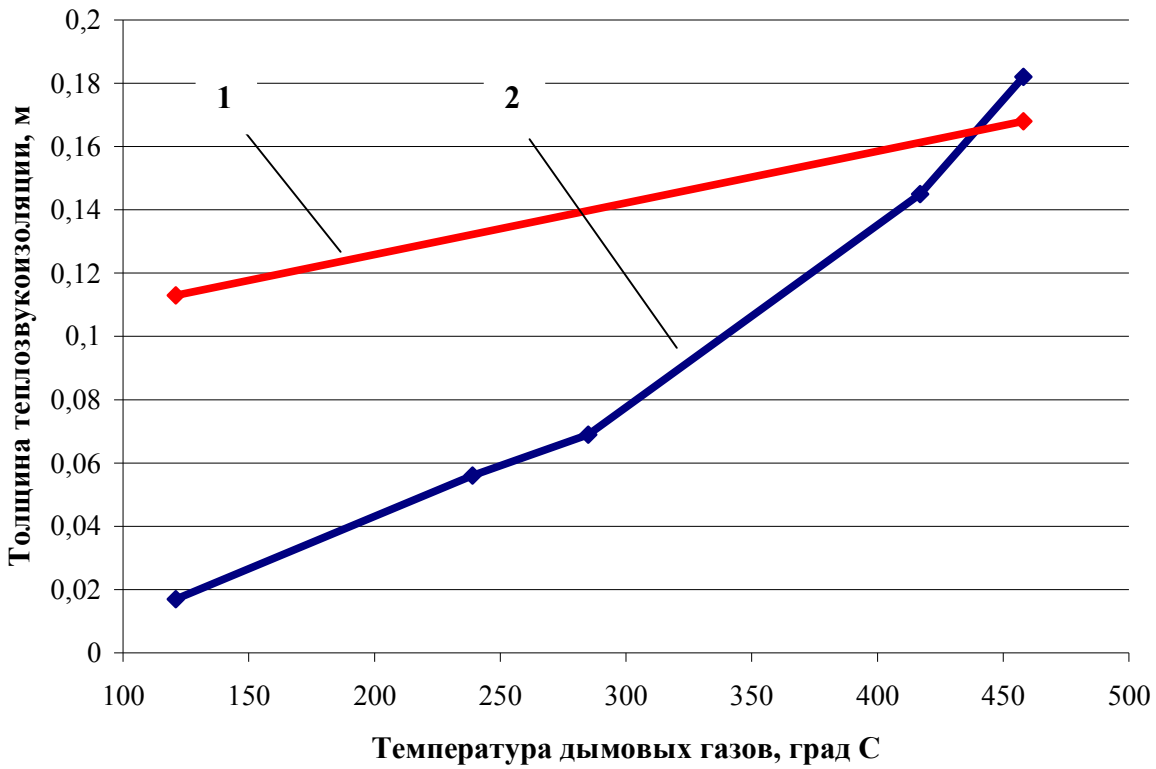


Рис. 2. Толщина теплозвукоизоляции котла-утилизатора КГТ-45/6,7-450-15/0,9-270 по факторам шума и обеспечения допустимой температуры внешней стенки

1 – необходимая толщина теплозвукоизоляции по фактору шума, м;

2 – необходимая толщина теплозвукоизоляции по фактору обеспечения допустимой температуры внешней стенки, м.

Таким образом, необходимая толщина теплозвукоизоляции рассматриваемого котла-утилизатора из условия обеспечения обоих требований должна изменяться по высоте котла-утилизатора в следующем диапазоне значений: от ***0,182 м*** до ***0,113 м*** – от выхлопа ГТУ до дымовой трубы (в диапазоне температур дымовых газов от 458 ºС до 121 ºС).

Поэтому по высоте котла-утилизатора для уменьшения затрат используется теплозвукоизоляция различной толщины в зависимости от температуры дымовых газов. Изменение толщины теплозвукоизоляции для котла-утилизатора КГТ-45/6,7-450-15/0,9-270 Новоуренгойского ГХК представлено на рис. 3.

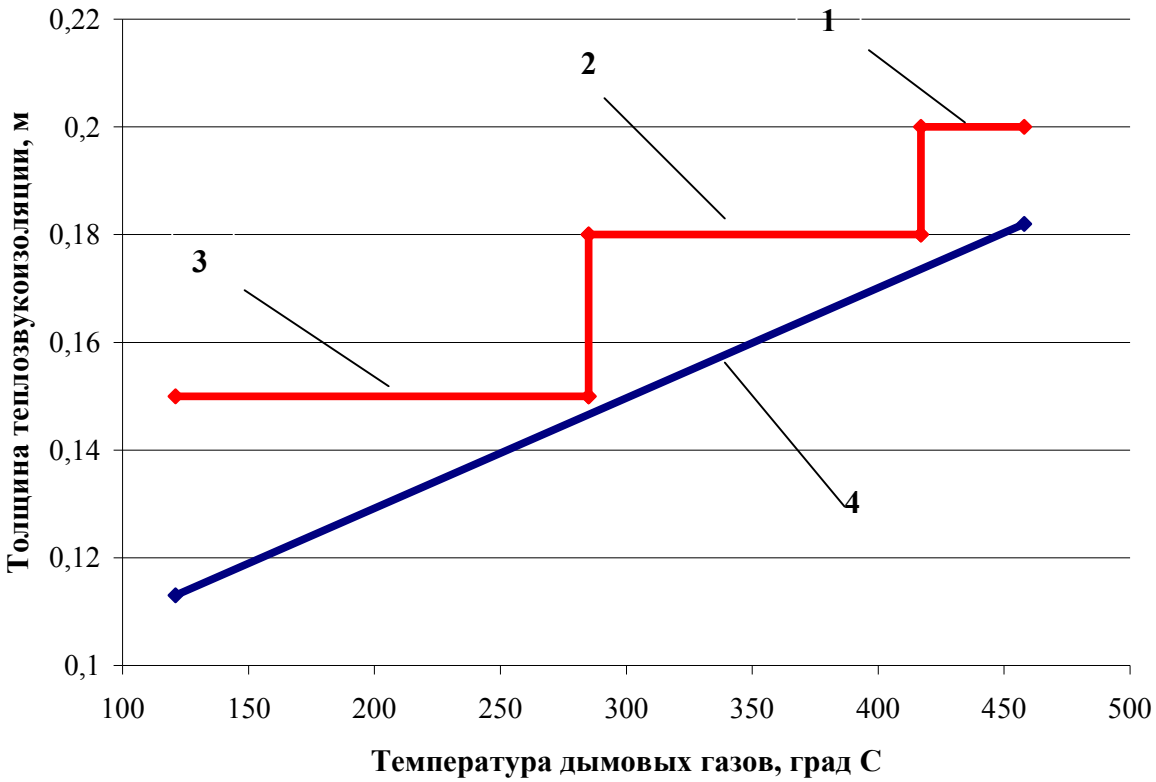


Рис. 3. Толщина теплозвукоизоляции котла-утилизатора КГТ-45/6,7-450-15/0,9-270 Новоуренгойского ГХК

1 – толщина теплозвукоизоляции первого яруса котла-утилизатора: от выхлопа ГТУ до отметки +7,0 м;

2 – толщина теплозвукоизоляции второго яруса котла-утилизатора: от отметки +7,0 м до отметки +10,0 м;

3 – толщина теплозвукоизоляции третьего яруса котла-утилизатора: от отметки +10,0 м до дымовой трубы;

4 – необходимая толщина теплозвукоизоляции, м.

Масса теплозвукоизоляционного материала для котла-утилизатора Новоуренгойского ГХК составляет около 17 т. Нанесение теплозвукоизоляционного материала различной толщины по высоте котла-утилизатора позволяет сэкономить около 3 т теплозвукоизоляционного материала по сравнению с вариантом нанесения теплозвукоизоляции одной толщины для всего котла-утилизатора (максимальной толщины из условия обеспечения предъявленных требований).

Рассмотренный вариант теплозвукоизоляции позволяет обеспечить требуемое снижение УЗД (табл.2) и необходимую температуру внешней стенки котла-утилизатора.

Таблица 2

Требуемое снижение УЗД на расстоянии 1 м от котла-утилизатора

Котел-утилизатор	Среднегеометрическая частота, Гц					
	31,5	63	125	250	500	1000
Нижняя часть	6	15	19	22	16	12
Верхняя часть	3	12	10	13	8	4

Из табл. 2 видно, что требуемое снижение УЗД на расстоянии 1 м от котла-утилизатора в его нижней части составляет 6 – 22 дБ, а требуемое снижение УЗД на расстоянии 1 м от котла-утилизатора в его верхней части составляет 3–13 дБ в диапазоне октавных полос со среднегеометрическими частотами 31,5 – 8000 Гц. Разница в требуемом снижении УЗД возникает за счет затухания части звуковой энергии в поверхностях нагрева котла-утилизатора. При высоких частотах УЗД на расстоянии 1 м от котла-утилизатора не превышают требуемого значения.

В табл.3 приведены снижения УЗМ в котлах-утилизаторах энергоблоков ПГУ-220 Уфимской ТЭЦ-5 и ПГУ-60 Уфимской ТЭЦ-2, которые были рассчитаны по (1) и учтены при подготовке мероприятий по шумоглушению. Видно, что снижение уровня шума на высоких частотах для этих котлов-утилизаторов составляет 24,1 – 41,2 дБ.

Значения снижения звуковой энергии в поверхностях нагрева котлов-утилизаторов, представленные в табл. 3, показывают, что учет этого снижения при разработке авторами мер по шумоглушению выхлопных трактов рассматриваемых ПГУ, а именно цилиндрических глушителей диссипативного типа, размещаемых в дымовых трубах энергоблоков, позволяет заметно уменьшить требуемое снижение шума. Соответственно это приводит к созданию более компактных конструкций глушителей шума, требующих меньших капитальных затрат при заданной акустической эффективности, то есть ведет к появлению более конкурентоспособной продукции на рынке устройств, обеспечивающих акустическую безопасность в энергетике.

Таблица 3

Затухание звуковой энергии в поверхностях нагрева котлов-утилизаторов энергоблоков ПГУ

Котел-утилизатор	Среднегеометрические частоты, Гц						
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Блок ПГУ-220 Уфимской ТЭЦ-5	13,8	13,8	13,8	13,8	19,7	31,2	41,2
Блок ПГУ-60 Уфимской ТЭЦ-2	7,4	7,4	7,4	7,4	12,8	24,1	34,1

Выводы

1. Акустические измерения, проведенные авторами, показали, что снижение уровня шума в котле-утилизаторе зависит от площади его теплообменных поверхностей нагрева, которые можно рассматривать как ступень глушителя высокочастотного шума.
2. Рассмотрены разработанные авторами меры по борьбе с шумом энергоблоков ПГУ для различных энергетических и промышленных объектов России, обеспечивающих требуемое снижение шума.
3. Учет затухания звуковой энергии в котлах-утилизаторах позволяет создавать более компактные глушители шума при заданной акустической эффективности.
4. Затухание уровня шума в поверхностях нагрева котла-утилизатора важно учитывать при расчете толщины звукоизоляции корпуса котла-утилизатора.

Литература

1. Семин С.А., Тупов В.Б. Воздействие шума выхлопа ГТУ на окружающую среду. Материалы II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». – Санкт-Петербург, 17-19 марта 2009. — с. 441–446.
2. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. — М.: Минздрав России, 1997.
3. Семин С.А. Разработка методов снижения шума выхлопных трактов ГТУ с котлами-утилизаторами // Дисс…. канд. техн. наук. — М., 2008. — 129 с.
4. Semin S.A., Tupov V.B. Noise Reduction in Exhaust-Heat Boilers // Sixteenth International Congress on Sound and Vibration. Krakow, Poland, July 5-9 2009. — Paper 222, 8 pp.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВИБРОПОГЛОЩАЮЩИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИТА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Юркин Ю.В.
ГОУВПО "МГУ им. Н.П.Огарёва"

Для прогнозирования демпфирующих свойств композиционных материалов наиболее широкое применение в инженерной практике нашли 2 метода: метод, использующий принцип упруго-вязкоупругой аналогии [1, 2] и метод энергии деформаций [3, 4].

Анализируя формулы коэффициента потерь композита, вычисляемого по любому из методов, можно установить, что с введением жесткого наполнителя (а это наиболее типичный случай) коэффициент потерь композита должен непременно снижаться. Эта теоретическая выкладка прекрасно согласуется с экспериментом, где в качестве матрицы применяется полимер, который эксплуатируется в стеклообразном состоянии (например, эпоксидная или полиэфирная смола). Однако, когда в качестве матрицы выступает полимер, эксплуатируемый в высокоэластическом состоянии (например, бутилкаучук), вопреки теоретическим ожиданиям, с увеличением доли наполнителя увеличивается и коэффициент потерь композита. Эта, на первый взгляд, аномальная зависимость качественно делает непригодными оба метода прогнозирования, и чтобы решить эту проблему необходимо рассмотреть и учесть в модели композита физические особенности проявления вибропоглощения.

Известно, что в вибропоглощающих композиционных материалах, как правило, эффективность демпфирования колебаний главным образом определяется свойствами полимера [5]. Следует отметить, что для всех полимеров, независимо от их строения, существует единая природа поглощения энергии колебаний – молекулярная, которая может быть объяснена из существующей теории релаксации [3, 6, 7]. В основе теории релаксации лежит процесс перехода системы к состоянию термодинамического равновесия после снятия внешней нагрузки и время, в течение которого осуществляется переход – время релаксации. Для любого релаксационного процесса наблюдается проявление максимума на температурной зависимости коэффициента потерь. Считают, что наиболее интенсивный релаксационный переход соответствует температуре стеклования T_c (□-процесс). Этот переход обусловлен «размораживанием» сегментальной подвижности больших кинетических сегментов основной цепи полимера и приводит к максимальному изменению основных вязкоупругих характеристик полимеров [3, 6, 8]. В результате, динамические механические свойства полимера значительным образом зависят от температуры. Изменение этих свойств по мере введения жесткого наполнителя хорошо иллюстрируется рис. 1 и 2.

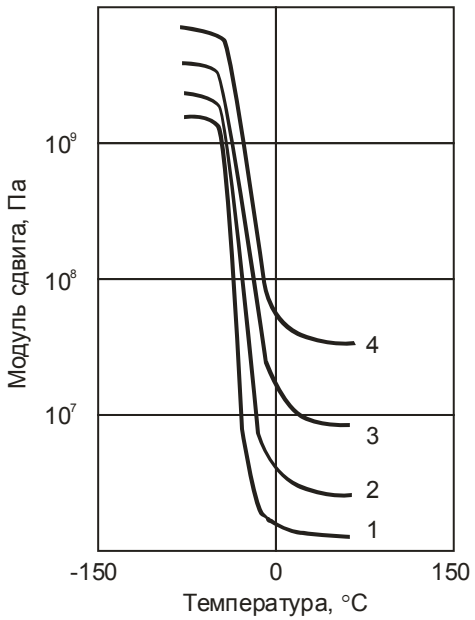


Рис. 1. Температурные зависимости динамического модуля упругости при сдвиге (частота 1 Гц) эластичного полиуретана, наполненного NaCl: содержание наполнителя (в % объемн.): 1 – 0; 2 – 26; 3 – 46,6; 4 – 69,9 [9]

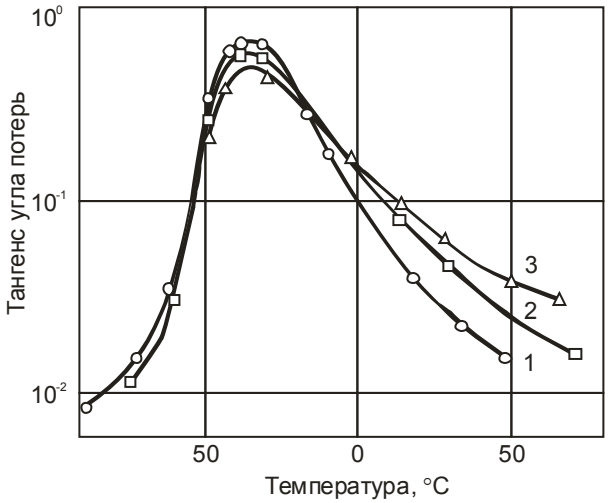


Рис. 2. Температурные зависимости вибропоглощающих свойств (частота 0,2 Гц) эластичного полиуретана, наполненного NaCl: содержание наполнителя (в % объемн.): 1 – 30; 2 – 40; 3 – 60 [9]

Анализируя зависимость демпфирующих свойств (рис. 2), можно заметить, что наполнитель смещает максимум механических потерь в сторону более высоких температур [9]. Величина смещения T_c пропорциональна площади поверхности наполнителя и возрастает с повышением содержания наполнителя или уменьшения размеров его частиц, так как эффект обусловлен адсорбционным взаимодействием полимер-наполнитель. Адсорбция полимера на поверхности наполнителя ограничивает подвижность макромолекул, изменяет плотность упаковки полимерных цепей, их конформацию и ориентацию вблизи твердой поверхности [9]. Этот адсорбированный слой полимера на твердой поверхности обычно на-

зывают граничным или межфазным слоем и его влияние столь значительны, что материал рассматривают как трех компонентную систему: полимерная матрица, наполнитель, граничный или межфазный слой [10, 11].

Не смотря на большое количество работ, посвященных вопросу физикохимии граничных слоев, количественные данные об их механических свойствах практически отсутствуют [12]. Однако утверждается, что поверхностный слой полимера обладает повышенной жескостью, кристалличностью и плотностью по сравнению с объемной фазой, и следуя идеям И. М. Лифшица [13], его целесообразно рассматривать как «твердую фазу», тогда как полимерную матрицу в массиве как «мягкую фазу».

Для наполненных полимеров характерны две температуры стеклования, соответствующие стеклованию “мягкой фазы” (T_c) и “твердой” (T'_c); как правило, $T'_c > T_c$, разность температур стеклования $\Delta T = T'_c - T_c$ зависит от степени взаимодействия полимер-наполнитель, и по данным [10] составляет в среднем 3 – 5 °С.

Основываясь на этих исследованиях, свойства межфазного слоя можно численно принять равными свойствам полимера, полученными при смещении температурной зависимости на ΔT (см. рис. 3).

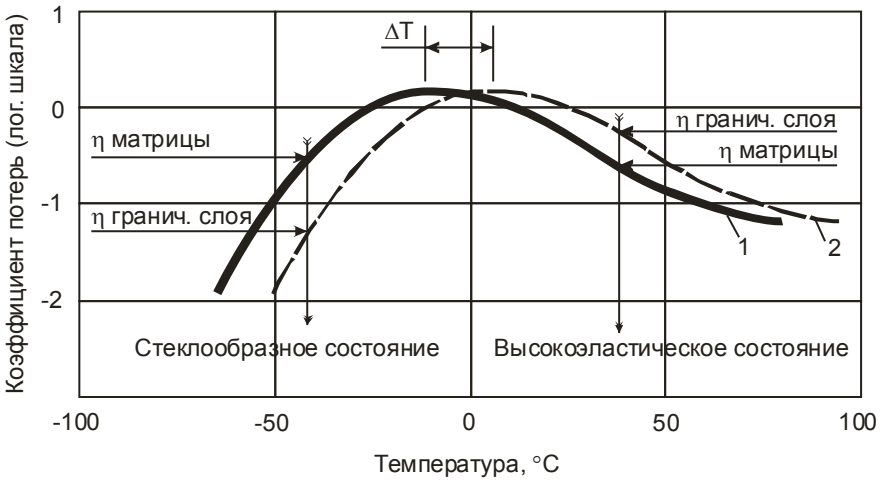


Рис. 3. К определению свойств граничного слоя: 1 – температурная зависимость вибропоглощающих свойств матрицы; 2 – та же зависимость, смещенная на ΔT

В результате, если полимер находится стеклообразном состоянии ($T < T_c$) вибропоглощающие свойства межфазного слоя будут меньше, чем у свободного полимера, но если полимер находится в высокоэластическом состоянии ($T > T_c$), то свойства поглощать энергию колебаний у межфазного слоя будут выше (см. рис. 3), чем и объясняется та аномальная зависимость, на которой с увеличением количества наполнителя в бутилкаучуке увеличиваются и вибропоглощающие свойства, ведь бутилкаучук эксплуатируется при температурах выше T_c, а эпоксидная смола находится в стеклообразном состоянии. Это соображение находит отображении на рис. 2, где при температуре -50°С с увеличением количества наполнителя вибропоглощающие свойства падают, а при температуре +50°С напротив – растут.

Таким образом, прогнозирование демпфирующих свойств композитов невозможно без учета изменения свойств пограничного слоя. Использование трехфазных моделей для этой цели (рис. 4) – давно уже известный подход [10, 11, 14, 15]. Но вместе с предлагаемой методикой определения свойств граничного слоя с помощью этих моделей можно будет не только прогнозировать демпфирующие свойства композитов на основе любых полимеров, эксплуатируемых как в стеклообразном, так и в высокоэластическом состоянии. Этот подход также позволит предсказать вибропоглощающие свойства композитов при различных температурах.

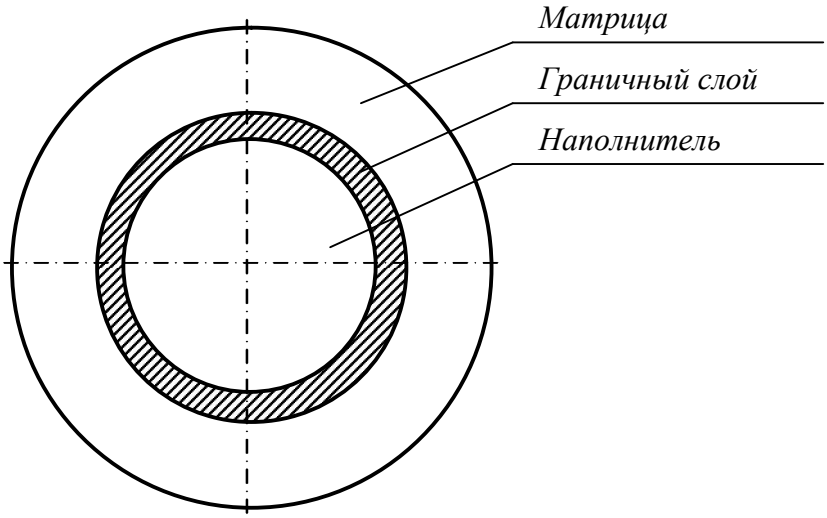


Рис. 4. Модель трехфазного композита

Во время проведения расчетов непременно возникнет другая проблема, связанная с определением объема или толщины граничного слоя. Непосредственное определение объема пленочного полимера из эксперимента затруднено, поэтому оценим его значение по данным моделирования геометрии среды.

Введем структурный параметр γ, равный отношению количества матрицы в граничном или пленочном состоянии к общему объемному содержанию полимера μ. Известно [16], что при степени объемного наполнения $\mu_{кр}$ = 0,35 практически весь полимер находится в пленочном состоянии, поэтому представляется логичным связать значение γ с какой либо физической характеристикой материала, нормированной таким образом, чтобы при пороговой концентрации $\mu_{кр}$ параметр γ становился равным единице. Используем для этой цели количество частиц в единице объема N. Объем полимера в момент наполнения $\mu_{кр}$ равно $1 - \mu_{кр}$, весь полимер при этом находится в пленочном состоянии. Количество матрицы в расчете на одну частицу – $(1-\mu_{кр})/N_{кр}$. Предположим, что и при меньших концентрациях наполнителя на одну частицу приходится столько же пленочного полимера. Тогда параметр γ можно определить как:

$$\gamma = \frac{N}{1-\mu} \cdot \frac{1-\mu_{кр}}{N_{кр}} \qquad (1)$$

Зависимость количества частиц от объемного содержания наполнителя можно оценить аналитически. Например, для кубической упаковки в объеме содержанием N_0 ячеек находится $N = 6N_0\mu/\pi$ частиц. С учетом этого, формула (1) будет иметь вид:

$$\gamma = \frac{\mu}{1-\mu} \cdot \frac{1-\mu_{кр}}{\mu_{кр}} \qquad (2)$$

Интересно, что зависимость (2) не зависит от типа и размерности решетки, так как в выражении количества частиц N будет изменяться лишь значение постоянного сомножителя. Таким образом, окончательно:

$$\begin{cases} \gamma = \dfrac{\mu}{\mu_{кр}} \cdot \dfrac{1-\mu_{кр}}{1-\mu}, & \text{при } \mu \le \mu_{кр} \\ \gamma = 1, & \text{при } \mu > \mu_{кр} \end{cases}$$

По представленным формулам и методике вычислений свойств и объема граничного слоя проведен численный эксперимент при различных значениях температуры и степени наполнения. Исходными данными для вычислений являлись температурная зависимость необходимых свойств матрицы (любых двух упругих констант и коэффициента потерь), свойства наполнителя, а также величину взаимодействия полимера с наполнителем, оцениваемую смещением температуры стеклования ΔT.

В результате были получены представленные на рис. 5 и 6 характерные зависимости динамического модуля упругости (рис. 5) и коэффициента потерь (рис. 6).

Как видно из рисунков, динамические механические свойства композита качественно совпадают с экспериментальными исследованиями, представленными на рис. 1 и 2.

Приведенная методика позволяет не только решить проблему прогнозирования динамических механических свойств композитов с матрицей из полимера, находящегося в высокоэластическом состоянии, но и дает возможность оценить свойства композита при различных температурах.

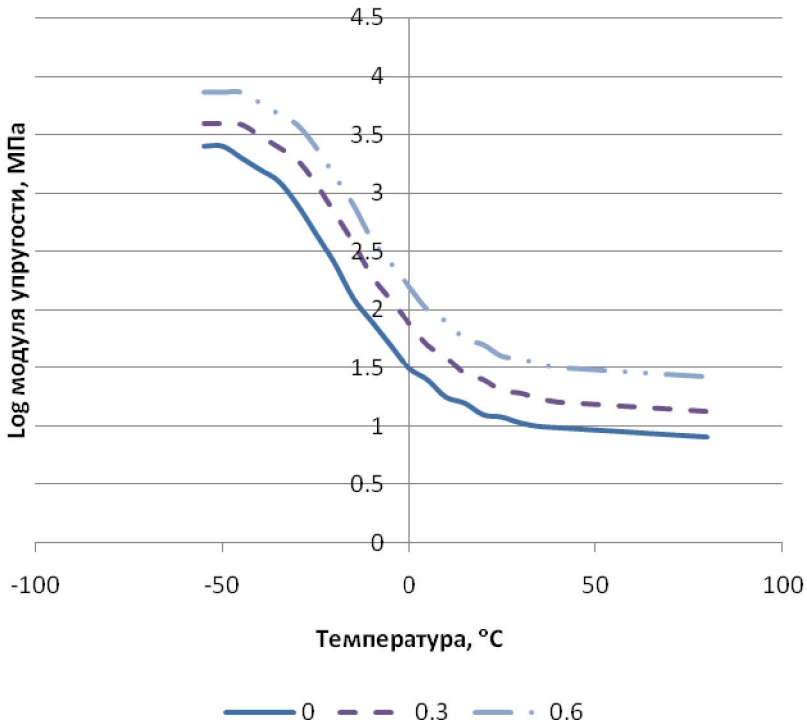


Рис. 5. Прогнозирование влияния объемного содержания наполнителя на модуль упругости композита при различных температурах

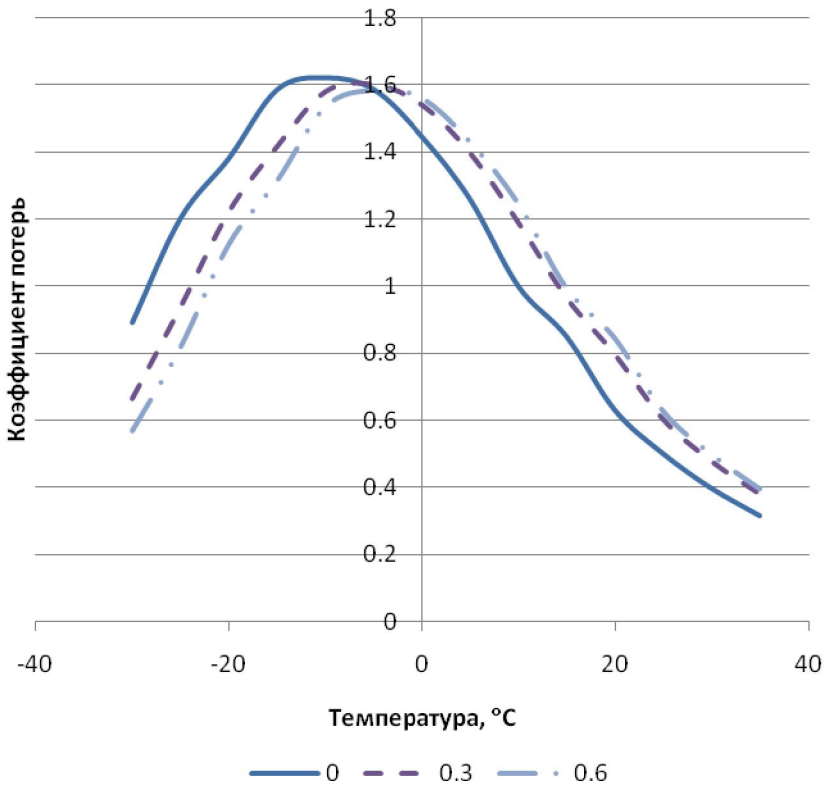


Рис. 6. Прогнозирование влияния объемного содержания наполнителя на коэффициент потерь композита при различных температурах

Литература

1. Кристенсен Р. Введение в механику композитов. – М., 1982. – 334 с.
2. Сендецки Дж. Механика композиционных материалов: Композиционные материалы: В 8 т. /Под ред. Л. Браутмана. Р. Крока. – М.: Мир, 1978. – Т. 2.– 564 с.
3. Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний. – М.: Мир, 1988. – 488 с.
4. Яковлев А. П. Диссипативные свойства неоднородных материалов и систем. – Киев: Наук. думка, 1985. – 248 с.
5. Соломатов В.И. Черкасов В.Д. Фомин Н. Е. Вибропоглощающие композиционные материалы. Саранск: Изд-во Мордовского ун-та, 2001.
6. Перепечко И.И. Введение в физику полимеров. – М.: Химия, 1978. – 310 с.
7. Ван-Кревелен Д. В. Свойства и химическое строение полимеров. – М.: Химия, 1976. – 416 с.
8. Бартенев Г. М. Структура и релаксационные свойства эластомеров. – М.: Химия, 1979. – 387 с.
9. Нильсен Л. Механические свойства полимеров и полимерных композиций. – М.: Химия, 1978. – 301 с.
10. Липатов Ю. С. Физическая химия наполненных полимеров. – М.: Химия, 1977. – 304 с.
11. Липатов Ю.С. Физико-химические основы наполнения полимеров. – М.: Химия. 1991. – 260 с.
12. Бабич В. Ф., Липатов Ю. С., Коржак Н. И. Основные методы и результаты исследования свойств граничных слоев полимеров // Копмозиционные полимерные материалы / Под ред. Ю. С. Липатова. – Киев. – 1975. – с. 175 – 188.
13. Лифшиц И. М., Гросберг А. Ю., Хохлов А. Р. Объемные взаимодействия в статистической физике полимерной макромолекулы // УФН. – 1979. – №3. – С. 353 – 375.
14. Черкасов В.Д. Юркин Ю.В. Прогнозирование демпфирующих свойств трехфазного композита // Актуальные вопросы строительства: материалы Междунар. науч.-техн. конф.: в 2 ч., Саранск, 2007, ч. 1.
15. Черкасов В.Д. Юркин Ю.В. Прогнозирование демпфирующих свойств композита // Вестник отделения строительных наук РААСН, вып. 8, Москва, 2004.
16. Соломатов В. И., Бобрышев А. Н., Химмлер К. Г. Полимерные композиционные материалы в строительстве / Под ред. В. И. Соломатова. – М.: Стройиздат, 1988. – 312 с.

ПРАКТИКА РЕШЕНИЯ НАСУЩНЫХ ЗАДАЧ В ТЕХНИЧЕСКОЙ АКУСТИКЕ

Кришневский Б.А.
ООО «ЭРГОС», Санкт-Петербург

Реалии сегодняшнего дня таковы. Экономические интересы производителей и покупателей промышленной продукции противоположны. В основном, эта продукция была разработана более 15 – 20 лет назад и выпускается в настоящее время незначительно модернизированная. Формально такая продукция удовлетворяла таким эргономическим показателям, как шум и вибрация.

Политика нерегулируемого повышения цен на продукцию наталкивается на противодействие покупателей. И, как следствие этого, в договорах на поставку продукции стали обязательно включать требования, в частности, по допустимым уровням шума и вибрации. Когда при приемке продукции констатируется фактическое превышение этих уровней, то под угрозой экономических санкций производитель готов принять срочные меры для исправления возникшей ситуации.

Идти традиционным путем через выполнение НИР и ОКР нет ни времени (сроки поставки в договорах жесткие), ни финансирования. Вопрос все тот же, что делать? После неудачных попыток своими силами, производитель обращается к профессионалам.

И здесь выручает экспресс-метод акустической доводки машин и механизмов, который в своей основе использует энергетическую теорию формирования звукового поля в замкнутых объемах, разработанную в 80-х годах д. т. н., проф. Ивановым Н.И.. Суть в том, что, начиная с октавной полосы с частотой 250 Гц и выше, акустическая эффективность замкнутого объема может быть с достаточной для практики точностью рассчитана по формуле:

$$\Delta L_{кон} = 10 \lg \frac{W_{над}}{W_{кон}} ,$$

где $\Delta L_{кон}$ - акустическая эффективность конструкции в заданной точке пространства, дБ;

$W_{над}$ - звуковая мощность в заданной точке пространства без кабины, Вт;

$W_{кон}$ - звуковая мощность в заданной точке пространства с кабиной, Вт.

Величина эффективности является объективной мерой защитных свойств замкнутой конструкции от воздушного шума, проникающего через все ограждающие поверхности. Для таких конструкций из традиционных материалов (сталь, стекло, резина) определены потенциально достижимые величины эффективности для акустически плотных конструкций. Эти величины имеют следующие значения в октавных полосах с частотами

Частота, Гц	250	500	1000	2000	4000	8000
Потенциальная эффективность, дБ	14	17	22	32	37	34

Используя излучатель «белого» шума, измеряются величины реальной эффективности замкнутой конструкции с каждой акустически нагруженной поверхности, или в условиях производителя, или в полевых условиях.

Как правило, из сопоставления реальных величин эффективности с величинами потенциально достижимыми, следует, что потери эффективности реальных конструкций достигают 10 -15 дБ. Время получения такой исходной информации не превышает двух часов, включая измерения суммарного («грязного») спектра шума на заданном режиме.

Выявление «слабых» мест, вызывающих потери акустической эффективности исследуемой конструкции, и поиск технических решений для их устранения не превышает одного рабочего дня. Последующими измерениями подтверждается эффективность найденных конструктивных решений. Она, как правило, составляет 6 – 8 дБ.

Повторные измерения суммарного спектра шума внутри конструкции

позволяют сделать вывод, исходя из закона энергетического суммирования, о степени доминирования воздушного шума. Если требуемый результат не достигнут, то по изложенной методике проводится второй этап работы и так далее.

Экспресс-метод акустической доводки конструкций позволяет:

- получить величины реальной акустической эффективности конструкции;
- получить величины резерва повышения акустической эффективности;
- путем поэтапной реализации этого резерва доработать конструкцию по воздушному шуму, и выявить долю его вклада в суммарным спектр шума, и обосновать необходимость работ по снижению структурного шума;
- выполнить весь объем работ в короткие сроки (2-3 рабочих дня).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ ОРЕБРЕННЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

Дымченко В.В., Тишков В.А.
ННГАСУ

Ограждающие конструкции, подкрепленные ребрами жесткости, широко применяются в гражданском и промышленном строительстве, но в большинстве случаев более низкая звукоизолирующая способность по сравнению с простыми однослойными ограждениями накладывает ограничения на применение ребристых ограждающих конструкций. В связи с этим актуальной задачей является исследование звукоизолирующих свойств указанных ограждений.

Данные ограждающие конструкции интересны тем, что наличие ребер жесткости, как правило, приводит к снижению звукоизоляции, а значит относительно того же ограждения, но без ребер жесткости появляется область резервов звукоизоляции (рис.1). Определение оптимальных параметров оребренных ограждений позволяет использовать эти резервы –при сохранении жесткостных параметров снижение звукоизоляции сделать минимальным.

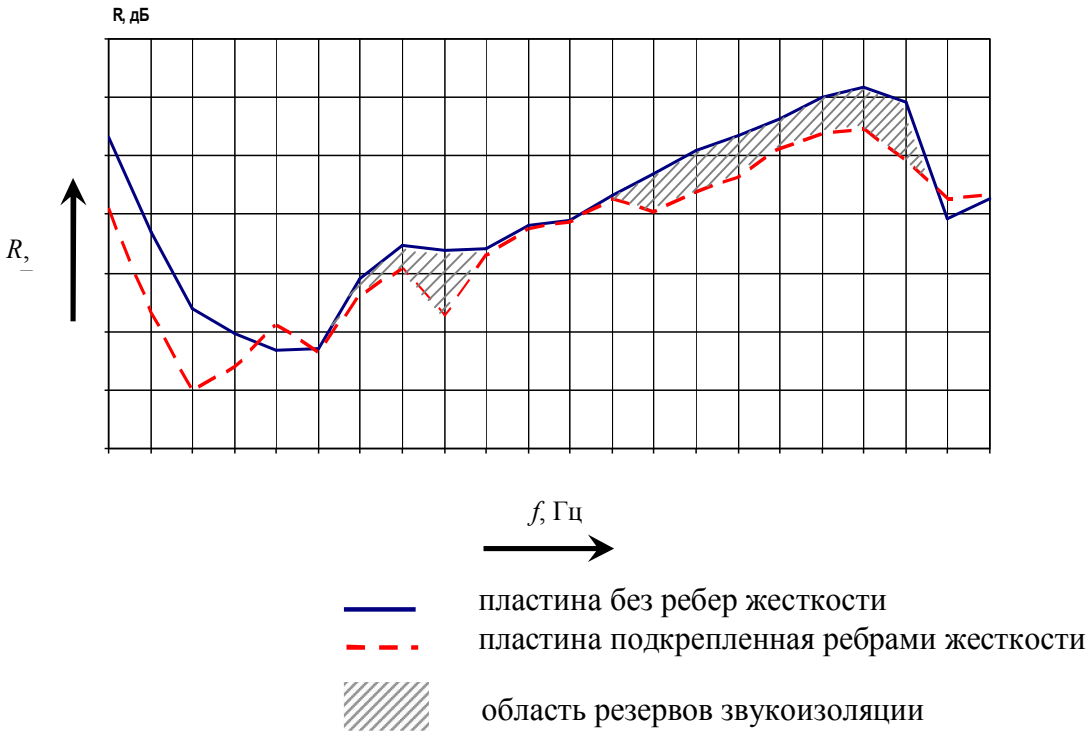


Рис. 1 Область резервов звукоизоляции пластины, подкрепленной ребрами жесткости

С целью определения параметров оказывающих наибольшее влияние на

звукоизоляцию оребрённого ограждения были проведены серии экспериментов. Исследования проводились в больших реверберационных камерах лаборатории акустики Нижегородского государственного архитектурно-строительного университета (ННГАСУ).

Материалом для экспериментов служили дюралюминиевые и гипсоволокнистые листы, на которые по мере необходимости монтировался подкрепляющий набор рёбер жесткости с заданным шагом креплений. На дюралюминиевые листы с одной и с обеих сторон последовательно крепились одно, три и семь ребер жесткости с равным шагом. Так же в процессе исследований менялся шаг креплений ребер (болтов) – 50, 150, 450 мм. На гипсоволокнистые листы с одной и с обеих сторон крепились одно и три ребра жесткости. Так же в процессе исследований менялся шаг креплений ребер (саморезов) – 50, 150, 450 мм.

В результате проведенных исследований было установлено:

– значительное влияние на звукоизоляцию ограждения оказывает шаг расстановки креплений ребер жесткости - менее 150 мм. Но данный параметр не является актуальным, поскольку в практике строительства такой шаг креплений не используется. При монтаже каркасно-обшивных перегородок минимальный шаг расстановки саморезов 250-300 мм.

– дапазоне низких частот подкрепляющий набор способствует повышению звукоизоляции. Это объясняется тем, что в данной области размеры длин волн падающих на пластину больше геометрических размеров ячейки, что вносит большую рассогласованность в работу звукового и вибрационного поля пластины.

Чтобы повысить звукоизоляцию ограждающей конструкции необходимо максимально рассогласовать работу звукового поля с вибрационным полем ограждения. Для конструкций подкрепленных ребрами жесткости данное условие можно выполнить, применив переменный шаг ребер (рис. 2). С этой целью были проведены экспериментальные исследования звукоизоляции ограждений с переменным шагом ребер жесткости.

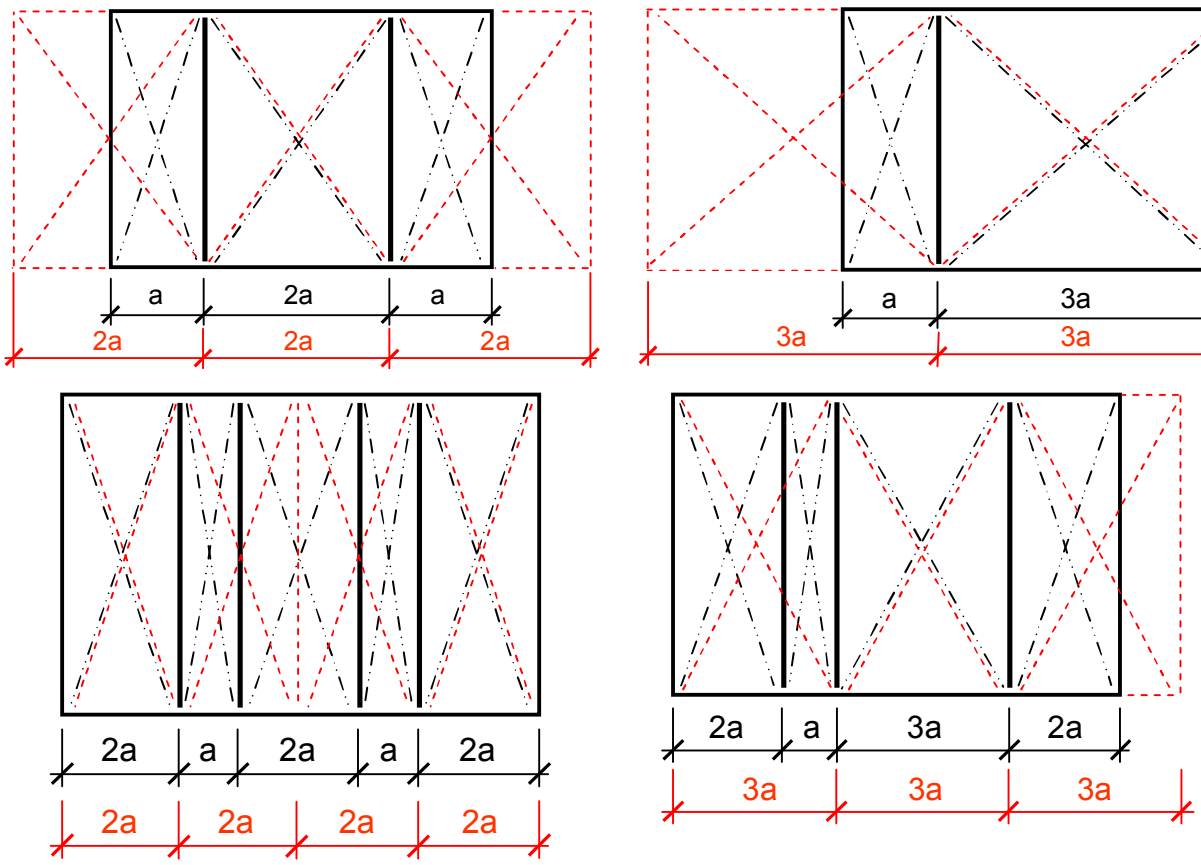


Рис. 2 Ограждения с переменным шагом ребер жесткости

Расположение ребер жесткости было выбрано исходя из условия несовпадения линий распределения звукового давления с линиями форм вибрационного поля пластины.

Анализируя полученные результаты можно сделать вывод, что принятое в основу экспериментальных исследований условие о рассогласовании звуковых и вибрационных полей с целью увеличения звукоизоляции подтвердилось (рис. 3, 4). Стоит отметить, что повышение звукоизоляции произошло не только относительно пластины с ребрами жесткости, но относительно пластины без ребер. Прирост звукоизоляции составил в среднем 3 дБ, максимум 4 дБ, но как видно из представленных частотных характеристик испытанных образцов повышение звукоизоляции произошло практически во всем диапазоне средних частот.

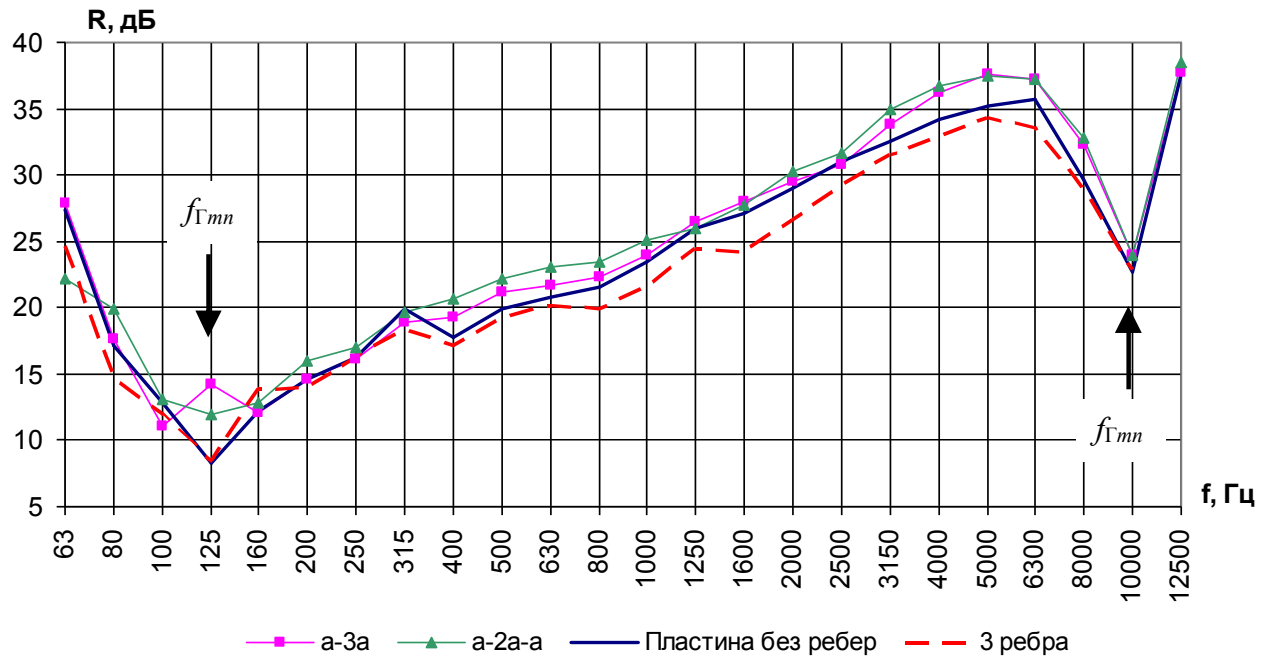


Рис. 3 Результаты экспериментальных исследований звукоизоляции ограждений с переменным шагом ребер жесткости

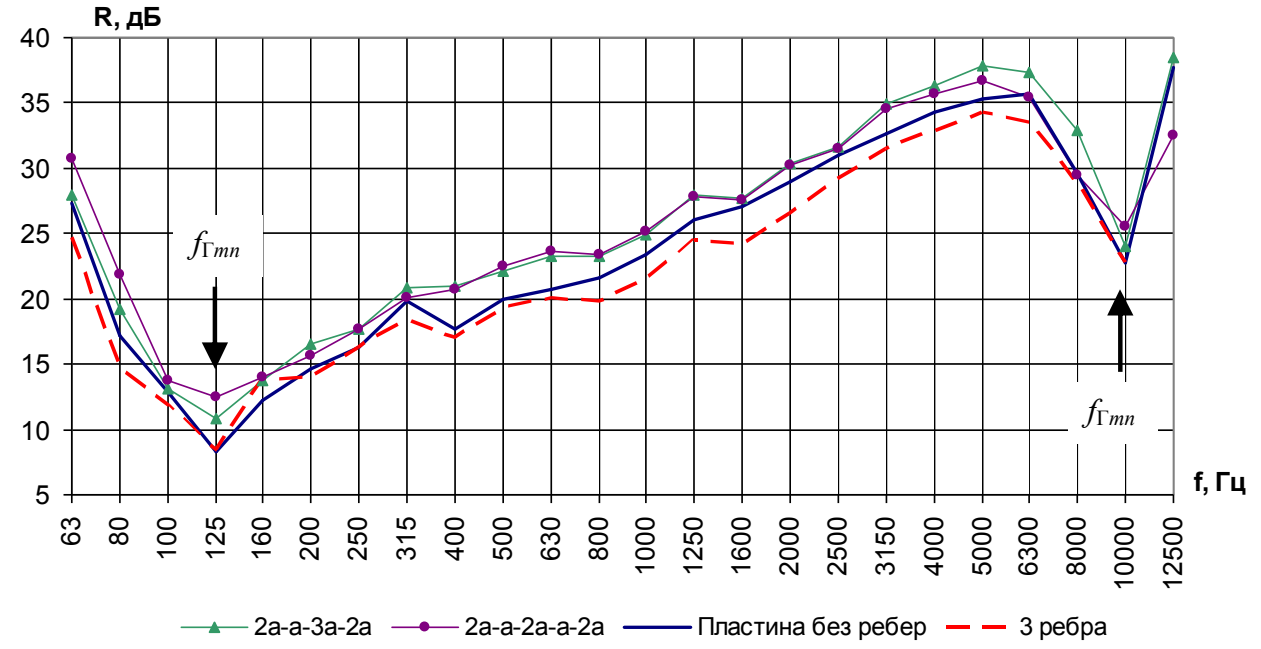


Рис. 4 Результаты экспериментальных исследований звукоизоляции ограждений с переменным шагом ребер жесткости

Используя полученные результаты экспериментов, проведенных на дюралюминиевых листах, были проведены исследования звукоизоляции каркасно-обшивной перегородки с переменным шагом ребер жесткости.

Конструкция перегородки:

– металлический тонкостенный П-образный профиль шириной 100 мм;
– обшивка с обеих сторон один лист ГВЛ толщиной 10 мм;
– внутреннее заполнение – плиты Роквул, 2 × 50 мм.

В первом варианте испытывалась перегородка со стандартным шагом ребер жесткости – 600 мм, во втором – с переменным шагом ребер (рис. 5).

Рис. 5 Монтаж каркасно-обшивной перегородки
с переменным шагом ребер жесткости

Как видно из результатов экспериментальных исследований (рис. 6) у ограждения с переменным шагом ребер жесткости произошло повышение звукоизоляции в большей части средних частот. Максимальное повышение составило 5 дБ, по индексу прирост звукоизоляции составил 3 дБА. Данное повышение звукоизоляции можно обосновать тем, что расстановка ребер жесткости с неравным шагом заставила вырезать часть собственных колебаний ограждения, что в свою очередь помогло рассогласовать работу звукового поля с вибрационным полем ограждения.

Проведенные исследования подтвердили влияние геометрических характеристик на звукоизоляцию ограждения.

Применение переменного шага ребер жесткости позволяет без увеличения массы ограждающей конструкции повышать ее звукоизоляцию.

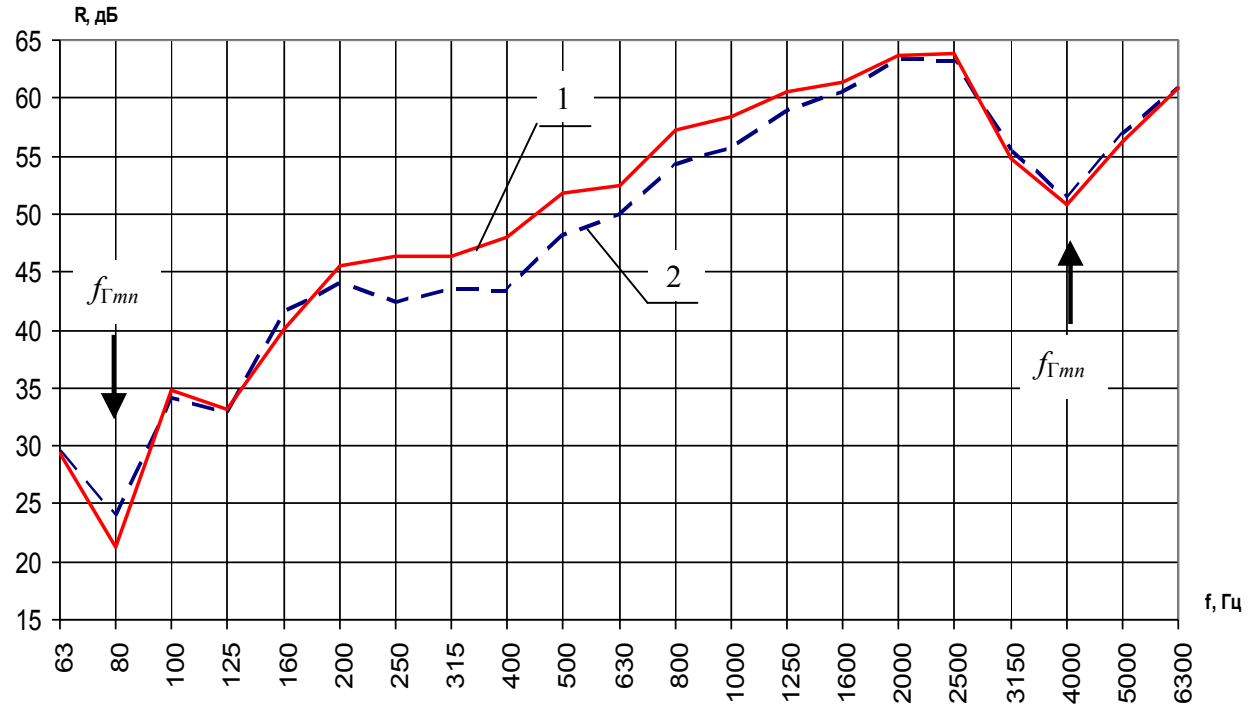


Рис. 6. Результаты экспериментальных исследований звукоизоляции каркасно-обшивных перегородок с постоянным и переменным шагом ребер жесткости
1 – перегородка с переменным шагом ребер жесткости R_W = 55 дБА
2 – перегородка с равномерным шагом ребер жесткости R_W=52 дБА

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ТРУДА РАБОТНИКОВ ПРИ ВНЕДРЕНИИ НОВЫХ ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Савельев А.П., Пяткина С.А.
ГОУВПО "Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева"

Внедрение новых технологий для получения пищевых продуктов путем переработки сельскохозяйственной продукции предполагает повышение качества и ассортимента продуктов питания, обеспечение глубокой переработки сельскохозяйственного сырья.

Новые технологии безусловно требуют новых технических решений, новых технологических линий и оборудования. Стремление выйти на новый технологический уровень для получения продуктов питания зачастую оставляет на втором плане вопросы условий труда работников.

Многие параметры условий труда обеспечиваются при проектировании предприятия или при переоснащении производства. Это касается обеспечения параметров микроклимата и световой среды, оптимальных решений по снижению электромагнитных полей. Обеспечение оптимальных или допустимых уровней по шуму, вибрации, по выделению вредных веществ в воздух рабочей зоны решается за счет оборудования и технологий имеющих характеристики по опасности и вредным факторам, отвечающих современным нормам, а это дополнительно значительные затраты, на что работодатель не всегда идет.

На предприятии молочной промышленности средней мощности были проведены исследования условий труда на рабочих местах ООО «Мечта» республики Мордовия.

Степень вредности производственной среды устанавливали в классах по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса, которые приведены в таблицах 1-5 [1].

Таблица 1

Классы условий труда в зависимости от содержания в воздухе рабочей зоны вредных веществ (превышение ПДК, раз)

Вредные вещества	**Класс условий труда**					
	допустимый	**вредный**				**опасный**
	2	**3.1**	**3.2**	**3.3**	**3.4**	**4**
Вредные вещества 1-4 классов опасности	$\leq ПДК_{макс}$	1,1-3,0	3,1-10,0	10,1-15,0	15,1-20,0	$>20,0$
	$\leq ПДК_{сс}$	1,1-3,0	3,1-10,0	10,1-15,0	$>15,0$	-

Таблица 2

Классы условий труда в зависимости от уровней шума

Название фактора, показатель, единица измерения	**Класс условий труда**					
	Допустимый	**Вредный**				**Опасный**
	2	**3.1**	**3.2**	**3.3**	**3.4**	**4**
	Превышение ПДУ до ...дБА (включительно)					
Шум, эквивалентный уровень звука, дБА	$\leq$ ПДУ	5	15	25	35	>35

Таблица 3

Допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ по уровню энерготрат, Вт	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с	
		диапазон ниже оптимальных величин	диапазон выше оптимальных величин			для диапазона температур воздуха ниже оптимальных величин, не более	для диапазона температур воздуха выше оптимальных величин, не более
Холодный	Ia (до 139)	20,0-21,9	24,1-25,0	19,0-26,0	15-75	0,1	0,1
	Iб (140-174)	19,0-20,9	23,1-24,0	18,0-25,0	15-75	0,1	0,2
	IIa(175-232)	17,0-18,9	21,1-23,0	16,0-24,0	15-75	0,1	0,3
	IIб(233-290)	15,0-16,9	19,1-22,0	14,0-23,0	15-75	0,2	0,4
	III(более 290)	13,0-15,9	18,1-21,0	12,0-22,0	15-75	0,2	0,4

Таблица 4

Классы условий труда по показателю температуры воздуха на рабочих местах производственных помещений

Категории работ*	Общие энерготраты, Вт/м^2	Классы условий труда						
		Оптимальный	Допустимый	Вредный **				Опасный
		1	2	3.1	3.2	3.3	3.4	4
I а	68 (58-77)	по СанПиН *	по СанПиН *	18	16	14	12	
I б	88 (78-97)	по СанПиН *	по СанПиН *	17	15	13	11	
II а	113 (98-129)	по СанПиН *	по СанПиН *	14	12	10	8	
II б	145 (130-160)	по СанПиН *	по СанПиН *	13	11	9	7	
III	177 (161-193)	по СанПиН *	по СанПиН *	12	10	8	6	
* В соответствии с приложением 1 к СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений». ** Приведена нижняя граница температуры воздуха, С°.								

Таблица 5

Классы условий труда в зависимости от параметров световой среды

Фактор, показатель		Класс условий труда		
		допустимый	вредный - 3	
			1 степени	2 степени
		2	3.1	3.2
Естественное освещение:				
Коэффициент естественной освещенности КЕО, %		≥ 0,5	0,1-0,5	< 0,1
Искусственное освещение:				
Освещенность рабочей поверхности (Е, лк) для разрядов зрительных работ:	I-III, А, Б1	Ен	0,5Ен ≤ - < Ен	< 0,5 Ен
	IV-XIV, Б2, В, Г, Д, Е,Ж	Ен	< Ен	

Оценка условий труда работников проводилась нами во всех цехах предприятия, в лаборатории по оценке качества сырья и продукции ООО «Мечта», в компрессорной и в котельной (было охвачено 19 рабочих мест). Необходимо отметить, что сегодня на предприятиях молочной промышленности можно встретить как современное технологическое оборудование, так и морально и физически устаревшее. Например, цех по производству молока в ООО «Мечта» оснащен современным оборудованием фирмы «Tetra Pak», цех кисломолочной продукции оснащен оборудованием фирмы «Fin Pak», в то же время цеха по производству сыра и по производству масла сливочного работают на устаревшем оборудовании.

Измерения параметров, определяющих условия труда работников предприятия производились современными приборами из реестра возможных для применения (таблица 6) и по утвержденным методикам.

Количественные характеристики фактических и допустимых значений параметров, определяющих условия труда на предприятии приведены в таблицах 7,8.

Таблица 6

Средства измерений (СИ) при проведении исследований

Наименование измеряемых параметров вредных и (или) опасных производственных факторов	Наименование средств измерений, тип (марка), заводской N, год выпуска	Изготовитель (страна, предприятие, фирма)	Диапазон измерений	Класс точности, погрешность измерений	Год ввода в эксплуатацию, инвентарный номер	Дата поверки, N свидетельства о поверке, периодичность
1	2	3	4	5	6	7
Измерения вредных веществ в воздухе рабочей зоны	Газоанализатор универсальный ГАНК -4, Зав. № 399	Россия НПО «Прибор»	0,5ПДК р.з – 20 ПДК р.з	± 20	2006 г., Инв.№ 000016579	ГНТЦ Инверсия № 032438506 от 20.05.2010. До 20.05.2011
Шум (эквивалентный уровень звука); Уровни вибрации	Шумомер, анализатор спектра SVAN–943; зав. № 4527/8669	Польша, фирма SVANTEK	20 Гц – 12 кГц 10 – 125 дБ	± 1 дБ	2008 г., инв. №0013303915	ФГУ «Нижегородский ЦСМ» №6038/2300 До 25.12.2010
	Анализатор шума и вибрации SVAN-912M зав. №9558;	Польша, фирма SVANTEK	0,5Гц – 90к Гц, 23-136дБ 1мм/с^2-1000м/с^2	1 класс точности ± 0,7 дБ	2008 г., инв. №0013303916	ФГУ «Нижегородский ЦСМ» №6039/2300 До 25.12.2010
Неионизирующие излучения	Радиометр ТКА-АВС зав. № 12213	Россия, ООО «НТМ–Защита»	8 – 100 В/м; 0,8 – 10,0 В/м; 0,08 – 1,0 мкТл; 8 – 100 нТл	± 20 %	2002 г., инв. № 0013303912	ФГУ «Нижегородский ЦСМ» №13248/2600 от 29.12.2009г. До 29.12.2010г
Параметры микроклимата	Прибор контроля параметров воздушной среды Термогигрометр ИВА-6А зав. №1273	Россия г. Санкт-Петербург	0,1-20,0 м/с	±(0,1+0,05V) м/с	2007г., Инв. № 0013303908	ФГУ "Мордовский ЦСМ" 26.03.2010. № 324/2 12 месяцев

Таблица 6 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7
	Анемометр переносной рудничный АПР-2 Зав. № 616	Россия	5 -100 $см^3$	± 5%	2002 г., Инв. № 0013303908	ФГУ «Нижегородский ЦСМ» 12.01.2010. № 1303/2503 12 месяцев
Параметры световой среды	Пульсметр-люксметр «Аргус–07»; зав. №224; Пульсметр-люксметр «Аргус–07»; зав. №476;	Россия ВНИИОФИ	1 – 100 % 1 – 20000 Лк.	± (5-10)%	2008 Ин. №м000023769	ФГУ "Мордовский ЦСМ" № 559/3 29.03.2010. Действительно до 29.03.2011 ФГУ "Мордовский ЦСМ" № 560/3 29.03.2010. Действительно до 29.03.2011
Оценки тяжести и напряженности трудового процесса	Секундомер механический СОС–пр–2а-010; зав. №6582	Пензенский часовой завод	60 мин.	± 2 с	2001 г., инв. №3021	ФГУ "Мордовский ЦСМ" № 549/3 24.03.2010. Действительно до 24.03.2011
	Динамометр ДПУ–1–2; зав. № 229	Россия	0 – 100 кг	± 0,5 %	2001 г., инв. № 0013502435	ФГУ "Мордовский ЦСМ" № 548/3 24.03.2010. Действительно до 24.03.2011

Таблица 7

Результаты исследования условий труда в ООО «Мечта»

№ п/п	Наименование рабочих мест		Микроклимат для холодного периода года			Уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБА)	Световая среда, лк		
			Температура воздуха, °С	Скорость движения воздуха, м/с	Относительная влажность воздуха, %		Естественное освещение (КЕО)	Освещенность рабочей поверхности, лк	Пульсация освещенности
1	Плавитель упаковщик (цех по производству сыра) при работе измельчителя сыра	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	65	0.5	200	20
		Фактич. значение	16	-	78	71	-	57	30
2	Плавитель упаковщик (цех по производству сыра) при подготовке шприца к работе	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	65	0.5	200	20
		Фактич. значение	16	-	78	70	-	51	30
3	Плавитель упаковщик (цех по производству сыра) при работе шприца	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	65	0.5	200	20
		Фактич. значение	16	-	78	71	-	51	30
4	Плавитель упаковщик (цех по производству сыра) при работе коптильни сыра	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	65	0.5	200	20
		Фактич. значение	16	-	78	69	-	57	29
5	Маслодел (цех по производству масла) (циркуляция масла)	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	65	0.5	200	20
		Фактич. значение	21	-	100	91	1,1	80	15

Таблица 7 (продолжение)

№ п/п	Наименование рабочих мест		Микроклимат для холодного периода года			Уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБА)	Световая среда, лк		
			Температура воздуха, °С	Скорость движения воздуха, м/с	Относительная влажность воздуха, %		Естественное освещение (КЕО)	Освещенность рабочей поверхности, лк	Пульсация освещенности
6	Сыродел (Цех по производству сыра жирного)	ПДУ	17-23	до 0.1	15-75	70	0.5	50	не нормируется
		Фактич. значение	21	0.1	45	81	0.86	102	-
7	Формовщик сыра (Цех по производству сыра жирного)	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	70	0.5	50	не нормируется
		Фактич. значение	21	-	45	81	0.86	102	-
8	Мастер-бригадир (Цех по производству сыра жирного)	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	70	0.5	50	не нормируется
		Фактич. значение	21	0.1	45	81	0.86	102	-
9	Мастер-бригадир (цех по розливу КМП)	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	70	0.5	300	20
		Фактич. значение	21	-	63	78	-	42	38
10	Оператор по разливу молочных продуктов в пленку	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	70	0.5	200	20
		Фактич. значение	23	-	42	77	0.68	41	26
11	Оператор по фасовке масла и творога	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	65	0.5	200	20
		Фактич. значение	23	-	42	77	0.68	33	16
12	Оператор в приемно-аппаратном цехе № 2 (Лакта-5 и Флекс)	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	70	0.5	75	не нормируется
		Фактич. значение	26,4	0.1	51	82	0.34	23	-
		Фактич. значение	26	-	47	85	0.72	59	-

Таблица 7 (продолжение)

№ п/п	Наименование рабочих мест		Микроклимат для холодного периода года			Уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБА)	Световая среда, лк		
			Температура воздуха, °С	Скорость движения воздуха, м/с	Относительная влажность воздуха, %		Естественное освещение (КЕО)	Освещенность рабочей поверхности, лк	Пульсация освещенности
13	Оператор централизованной мойки (СИП МОЙКА) около рабочего стола	ПДУ	17-23	до 0.3	15-75	70	0.5	75	не нормируется
14	Оператор автоматической линии производства молочных продуктов (Лакта-10)	ПДУ	17-23	до 0.3	15-75	70	0.5	200	20
		Фактич. значение	26	-	47	87,6	0.72	59	39
15	Оператор автомата по разливу молока в пакеты (Tetra Brik Aseptic)	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	70	0.5	200	20
		Фактич. значение	22,8	-	58	80	0.608	60	28
16	Оператор газовой котельной	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	70	0.5	200	20
		Фактич. значение	24	0.1	32	84	2.17	122	10
17	Машинист холодильных установок в компрессорной	ПДУ	19-24	до 0.1	15-75	70	0.5	200	20
		Фактич. значение	17	0.1	30	82	0.57	35	36
18	Лаборант химико-бактериологического анализа (лаборатория)	ПДУ	20-25	до 0.1	15-75	70	0.5	300	20
		Фактич. значение	18	0.1	58	65	0.86	317	19
19	Начальник лаборатории	ПДУ	20-25	до 0.1	15-75	70	0.5	300	20
		Фактич. значение	18	0.1	58	62	0.86	317	19

На 6 рабочих местах из 19 температура ниже нормативного значения от 2 до 3 °С (лаборатория и рабочие места плавителя упаковщика).

По влажности воздуха установлено превышение до 25 % на 5 рабочих местах (рабочие места плавителя упаковщика и маслодела).

Исследования световой среды по коэффициенту естественного освещения показали заниженный показатель на 1 рабочем месте из 19.

Показатель освещенности рабочей поверхности дал результат о соответствии нормативному уровню 5 рабочих мест из 19. Это связано с тем, что во всех цехах из общего количества люминесцентных ламп горят половина либо освещение только естественное. На 5 рабочих местах освещенность больше нормативного уровня, что очень не экономично.

По показателю пульсации освещенности из 14 нормируемых рабочих мест 9 не соответствуют допустимому уровню.

Отклонения от допустимых уровней по микроклимату и световой среде можно привести к нормативным значениям путем приведения системы освещения и отопления к проектным решениям (обеспечить проектное количество рабочих ламп, снижение теплопотерь строительных конструкций).

Исследование уровня звука (УЗ) и эквивалентных уровней звука (в дБА) 19 рабочих мест ООО «Мечта» позволили установить, что на 17 рабочих местах установлено превышение нормативных значений от 4 до 26 дБА. Максимальное превышение выявлено в цехе по производству масла у маслодела. В лаборатории на двух рабочих местах нет превышения нормативных значений.

Рассмотрев данные измерений в октавных полосах частот можно сделать следующие выводы. Ряд рабочих мест имеет превышение в области средних и высоких частот со среднегеометрическими частотами от 500 до 8000 Гц. К ним относятся плавитель упаковщик при трех видах последовательной работы, сыродел, формовщик сыра, мастер-бригадир в цехе по производству сыра жирного, оператор по фасовке масла и творога, мастер-бригадир в цехе по розливу кисломолочной продукции. Оператор по розливу молочных продуктов в пленку, оператор в приемно-аппаратном цехе № 2 (Лакта-5 и Флекс) и машинист холодильных установок в компрессорной. Шесть рабочих мест имеют превышения в области низких, средних и высоких частот со среднегеометрическими частотами от 250 до 8000 Гц. Это плавитель упаковщик при одном виде работы, маслодел, оператор централизованной мойки. Оператор автоматической линии производства молочных продуктов (Лакта-10). Предельно-допустимые уровни эквивалентного значения определялись по программному комплексу ЗАО Клинского института охраны и условий труда «Система оценки производственных рисков V 4.0 for windows (для предприятий РФ) Труд-эксперт». Данные представлены в таблице 8.

Таблица 8

Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц на рабочих местах в ООО «Мечта»

Рабочее место		Уровни звука и эквивалентные уровни звука (дБА)	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
			31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1. Плавитель упаковщик (цех по производству сыра) при работе измельчителя сыра	ПДУ (дБА)	65	96	83	74	68	63	60	57	55	54
	Фактич. значение (дБА)	71	32	45	57	64	72	69	67	66	63
2. Плавитель упаковщик (цех по производству сыра) при подготовке шприца к работе	ПДУ (дБА)	65	96	83	74	68	63	60	57	55	54
	Фактич. значение (дБА)	70	27	39	52	62	70	68	68	70	70
3. Плавитель упаковщик (цех по производству сыра) при работе шприца	ПДУ (дБА)	65	96	83	74	68	63	60	57	55	54
	Фактич. значение (дБА)	71	29	41	54	65	71	69	70	73	72
4. Плавитель упаковщик (цех по производству сыра) при работе коптильни сыра	ПДУ (дБА)	65	96	83	74	68	63	60	57	55	54
	Фактич. значение (дБА)	69	33	47	60	69	77	75	72	67	62
5. Маслодел (цех по производству масла) (циркуляция масла)	ПДУ (дБА)	65	96	83	74	68	63	60	57	55	54
	Фактич. значение (дБА) настоящее время	91	33,7	59,9	72,6	79,5	80,3	88,6	85	80,3	70,4
	Фактич. значение (дБА) 1977-84 гг.	87-91	-	73-81	79-88	82-87	84-86	84-88	81-84	73-77	65-71
6. Сыродел (цех по производству сыра жирного)	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	81	30	48	56	69	75	80	77	77	71

Таблица 8 (продолжение)

Рабочее место		Уровни звука и эквивалентные уровни звука (дБА)	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
			31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
7. Формовщик сыра (цех по производству сыра жирного)	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	81	30	48	56	69	75	80	77	77	71
8. Мастер-бригадир (цех по производству сыра жирного)	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	81	30	48	56	69	75	80	77	77	71
9. Мастер-бригадир (цех по розливу КМП)	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	78	37	49	57	71	76	74	72	70	67
10. Оператор по розливу молочных продуктов в пленку	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА) настоящее время	77	32	48	60	66	72	72	70	67	66
	Фактич. значение (дБА) 1977-84 гг.	87-91		75-78	79-82	80-83	82-83	81-83	79-83	77-83	73-86
11. Оператор по фасовке масла и творога	ПДУ (дБА)	65	96	83	74	68	63	60	57	55	54
	Фактич. значение (дБА) настоящее время	77	31	44	56	66	74	71	69	66	65
	Фактич. значение (дБА) 1977-84 гг.	83-87	-	71-76	75-80	76-81	76-81	80	75-78	72-79	69-74
12. Оператор в приемно-аппаратном цехе № 2 (Лакта-5 и Флекс)	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	82	36	50	60	70	76	78	77	76	74

Таблица 8 (продолжение)

Рабочее место		Уровни звука и эквивалентные уровни звука (дБА)	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
			31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
13. Оператор централизованной мойки (СИП МОЙКА) около рабочего стола	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА) настоящее время	85	40	61	65	76	82	85	81	81	75
	Фактич. значение (дБА) 1977-84 гг.	81-83	-	78-8	80-83	82-86	81-83	74-77	70-71	69-72	64-68
14. Оператор автоматической линии производства молочных продуктов (Лакта-10)	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	87,6	40	57	67	76	82	84	82	81	75
15. Оператор автомата по розливу молока в пакеты (Tetra Brik Aseptic)	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА) настоящее время	83	42	50	64	72	79	79	76	72	68
	Фактич. значение (дБА) 1977-84 гг.	83-84	-	71-75	76-79	78-82	80-84	78-82	75-78	73-76	69-72
16. Оператор газовой котельной	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	84	47	62	75	79	77	78	77	74	67
17. Машинист холодильных установок в компрессорной	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Факт. значение	82	36	49	58	70	79	79	79	70	64
18 Лаборант химико-бактериологического анализа	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	65	31	39	49	55	58	57	53	51	51
19. Начальник лаборатории	ПДУ (дБА)	70	100	87	79	72	68	65	63	61	59
	Фактич. значение (дБА)	62	44	44	52	58	60	59	59	55	50

Работа технологического оборудования на операциях гомогенизации, пастеризации, прессовании, формовании, фасовании и упаковывании и других операциях в молочной промышленности сопровождаются шумом, превышающим нормативные значения.

Нами проведен сравнительный анализ фактических уровней звукового давления, дБ, в октаных полосах и уровней звука и эквивалентных уровней звука (в дБА) на аналогичных рабочих местах молочной промышленности по продукции производства 1977-1984 годов [2], которые в таблице 8 приведены третьей строкой.

Переход на новые технологии и оборудование позволили снизить эквивалентный уровень звука от 10 и боле дБА на рабочих местах оператора по фасовке масла и творога, оператора по розливу молочных продуктов в пленку. На рабочих местах маслодела (цех по производству масла, оператора автомата по розливу молока в пакеты (Tetra Brik Aseptic) эквивалентный уровень звука практически не изменился. Характерно то, что в цехе по производству масла сливочного замена оборудования на данном предприятии не производилась. На рабочем месте оператора централизованной мойки (СИП мойка) наблюдается увеличение эквивалентного уровня звука от 2 до 4 дБА.

Многочисленные исследования показывают, что шум ухудшает условия и качество труда, оказывает вредное влияние на организм человека, вызывает функциональные расстройства нервной и сердечно-сосудистой систем, повышает общую заболеваемость [3, 4].

Можно говорить о трех аспектах воздействия шума на человека: социальном, медицинском и экономическом.

«Человек достиг высокого уровня цивилизации, в частности, благодаря своей способности к общению, а связь посредством звуков – одна из основных форм общения людей. Шум препятствует этому общению, он обедняет нашу жизнь, снижает нормальную активность человека», - писал известный акустик Р.Тейлор. Это социальный аспект влияния шума на жизнь человека.

Заболевания, связанные с воздействием шума (например, неврит слухового нерва), занимают первые места среди всех профессиональных болезней. В России их доля составляет более 35% общего числа профзаболеваний. Это медицинский аспект влияния шума.

И наконец, третий – экономический аспект. Известно, что шум влияет на производительность труда. При уровнях шума свыше 80 дБА каждое увеличение его на 1-2 дБА вызывает снижение производительности труда не менее чем на 1%. Установлено, что высокий уровень шума в отдельных случаях снижает производительность труда на 15-20 % [4]. Экономические потери от повышенного шума в развитых странах достигают десятков миллиардов долларов в год.

Средства выделяемые на все мероприятия по борьбе с шумом, только для стран ЕС составили в конце XX в., по очень скромным оценкам, 38-40 млрд евро в год, или почти 1% ВВП [3].

Помимо влияния шумового воздействия на работников следует учитывать возможное негативное влияние на окружающую среду и жителей, проживающих

вблизи предприятия. Для предотвращения негативного воздействия создана специальная территория с особым режимом использования (санитарно-защитная зона (СЗЗ)), размер которой обеспечивает уменьшение воздействия загрязнения на атмосферный воздух (химического, биологического, физического) до значений, установленных гигиеническими нормативами, а для предприятий I и II класса опасности – как до значений, установленных гигиеническими нормативами, так и до величин приемлемого риска для здоровья населения. По своему функциональному значению санитарно-защитная зона является защитным барьером, обеспечивающим уровень безопасности населения при эксплуатации объекта в штатном режиме.

Размер такого барьера определяет СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов». Молочная промышленность имеет IV класс опасности и СЗЗ составляет 100 метров.

Площадь ООО «Мечта» составляет около 0,2 га. На его территории находится одно здание с производственными помещениями внутри. Так же имеется административное, складское помещения, гараж, котельная и компрессорная станция. Внутри каждого здания есть определенное количество источников шума, несмотря на современное состояние оборудования.

Для определения конкретного влияния от шумового воздействия производятся инструментальные замеры уровней звукового давления в дБ, которые представлены в таблице 8.

Таблица 9

Характеристика технологического оборудования

№ ист.	Наименование	Координаты (м)			Уровни звуковой мощности (дБ) по октавам								дБА
		X	Y	Z	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	ИШ1	81.0	149.0	2.5	21.3	24.7	30.5	36.5	37.2	40.5	39.5	40.0	46
2	ИШ2	126.0	31.0	3.5	70.0	66.0	63.0	62.0	51.0	41.0	38.0	41.0	61
3	ИШ3	94.0	67.0	2.5	74.0	69.0	57.0	65.0	68.0	59.0	54.0	39.0	70
4	ИШ4	45.0	101.2	3.5	52.0	65.0	74.0	76.0	78.0	80.0	76.0	68.0	84
5	ИШ5	101.0	95.0	2.5	64.0	39.0	51.0	42.0	48.0	42.0	39.0	29.0	51
6	ИШ6	126.0	90.0	2.5	62.0	71.0	74.0	72.0	85.0	83.0	61.0	59.0	88
7	ИШ7	91.0	93.0	2.5	21.0	27.0	32.0	40.0	38.0	41.0	39.0	38.0	46
8	ИШ8	110.0	75.0	2.5	78.0	64.0	75.0	73.0	70.0	55.0	63.0	45.0	74
9	ИШ9	105.0	54.0	2.5	81.0	82.0	83.0	77.0	77.0	63.0	64.0	67.0	81
10	ИШ10	87.0	84.0	2.5	69.0	57.0	74.0	65.0	68.0	59.0	54.0	39.0	71
11	ИШ11	64.0	40.0	3.0	62.0	77.0	41.0	86.0	86.0	82.0	77.0	71.0	89
12	ИШ12	133.0	61.0	2.5	80.0	76.0	79.0	67.0	60.0	54.0	45.0	38.0	72

На основании этих данных рассчитан радиус шумового воздействия используя программу ПК ШУМ v. 4.03. Он распространяется только на территории площадки ООО «Мечта». Следовательно, шумовое воздействие не оказывает вредно-

го и дискомфортного влияния на другие объекты за его территорией, а так же на ближайшую жилую зону.

Схема источников шума, контрольных точек и радиус воздействия показывает нам, что молокоперерабатывающее предприятие ООО «Мечта» не оказывает вредного шумового воздействия на окружающую среду, что нельзя сказать о работниках предприятия со значительным превышением уровня звуковой мощности (рис. 1).

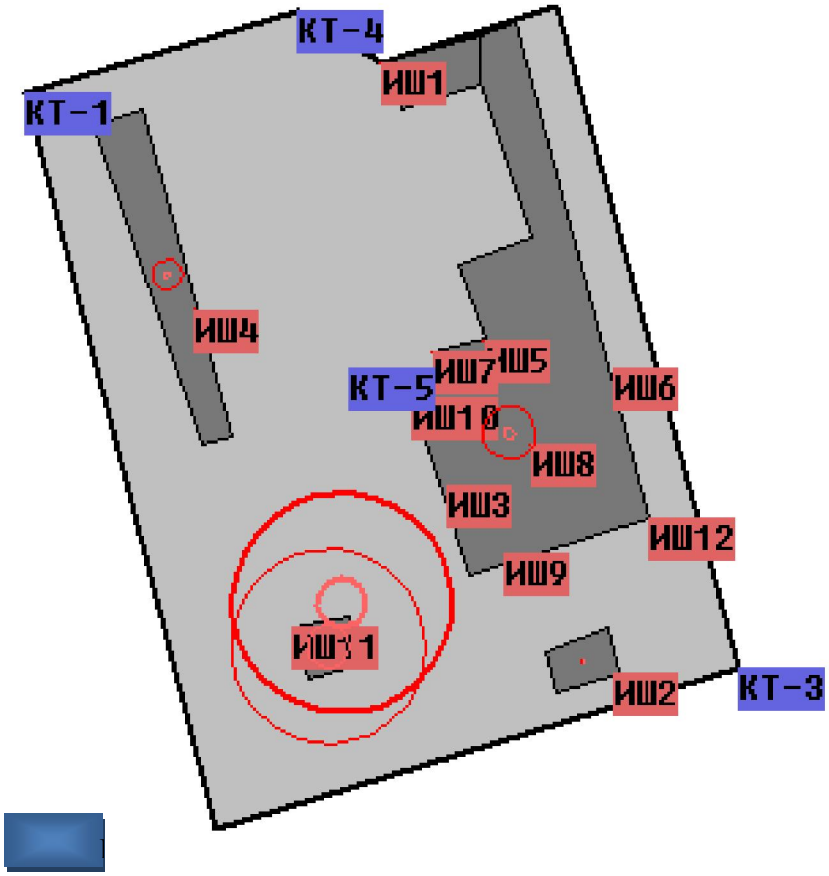


Рис. 1. Карта размещения источников шума (ИШ)
и контрольных точек (КТ)

От оборудования, установленного внутри зданий возникает минимальное отрицательное воздействие на окружающую среду. Но здесь неучтено, что часть вентиляционных установок выносятся за пределы промышленных помещений. Тем самым они уменьшают воздействие на организм человека на рабочем месте, но увеличивают нагрузку на окружающую среду.

Если учитывать дополнительный источник шума, например вентилятор марки Ц14-46-63, расположенный в центральной части промплощадки, то можно увидеть на сколько увеличивается радиус воздействия от него. С такими звуковыми характеристиками, которыми обладает этот вентилятор, радиус воздействия составляет 70 м. Это значительно превышает радиусы воздействия от других ис-

точников шума, которые находятся преимущественно внутри помещений. В данном случае это воздействие распространяется и за пределы промплощадки, но не превышает установленную СЗЗ.

Следовательно в период реконструкции важно выбрать координаты размещения вентиляционного оборудования, чтобы радиус действия не превышал границы СЗЗ.

Проведенные нами исследования технологических процессов и трудовых операций на ООО «Мечта» позволили установить напряженность и тяжесть труда на каждом рабочем месте и исходя из этого на основе нормативных документов рекомендовать оптимальные параметры работникам по микроклимату, световой среде, вредным веществам и шуму.

Результаты свидетельствуют о том, что работники не имеют оптимальных условий труда, причем даже после внедрения совершенного технологического оборудования.

Для приведения параметров условий труда к оптимальным требуется проведение обоснованных мероприятий по охране труда, часть из которых могут быть решены на инженерном уровне, а многие требуют проведения специальных исследований.

Литература

1. Руководство Р 2.2.2006 - 05. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда.
2. Кацнельсон М.У. Снижение шума машин пищевых производств/ М.У. Кацнельсон, Б.А. Селиверстов, И.Е. Цукерников. - М.: АГРОПРОМИЗДАТ, 1986. – 255с.
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: Учебник. – М.: Университетская книга, Логос 2008. - 424с.
4. Романов С.Н. Биологическое действие вибрации и звука: Парадоксы и проблемы XX века/ С.Н. Романов – Л.: Наука, 1991. – 158 с.

АНАЛИЗ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ, ОГРАНИЧИВАЮЩИХ ВРЕДНОЕ ВЛИЯНИЕ НА ЧЕЛОВЕКА УЛЬТРАЗВУКА И ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ШУМА

Петухова С.В., Буканин В.А.
Санкт-Петербургский Государственный
электротехнический университет

Аннотация

Рассматриваются некоторые проблемные вопросы, встречающиеся при разработке ультразвуковых установок и при исследовании условий безопасности людей, работающих с ними.

Введение

В настоящее время ультразвуковые установки нашли широкое применение в промышленности, медицине и в быту. Особенно остро проблема защиты персонала от их вредного влияния возникла в середине прошлого века в связи с внедрением мощного ультразвука для интенсификации многих технологических процессов. Проведённые исследования показали, что в шуме современных ультразвуковых установок, в которых проходит процесс кавитации, имеются интенсивные составляющие как в ультразвуковом диапазоне частот на рабочей частоте установки $f_{р.ч.}$, так и в верхнем звуковом диапазоне на частоте субгармоники $f_{суб}$, при этом $f_{суб} = 0{,}5\, f_{р.ч.}$.

При использовании в настоящее время рабочих частотах ультразвуковых технологических установок субгармоническая составляющая может приходиться на частотный диапазон выше верхней граничной частоты, определяемой ГОСТ 12.1.003-83* [1]. Представляется совершенно логичным, что в ГОСТ 12.1.001-89 [2] нижняя нормируемая частота является 1/3 октавной полосой со среднегеометрической частотой 12,5 кГц вопреки общепринятой в литературе граничной частоты ультразвука 20 кГц.

Результатом оживлённой международной дискуссии явился вывод о том, что при передаче колебаний через воздух бóльшую опасность для человека представляют звуковые нежели ультразвуковые колебания. Именно поэтому во всех нормативных документах, а именно в стандартах, санитарных нормах и правилах, допустимые уровни звукового давления в ультразвуковом диапазоне частот выше, чем в звуковом. Эта закономерность прослеживается и в ГОСТ 12.1.001-89 или СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96 [2, 3].

Подтверждением вывода о том, что наибольшие проблемы в ультразвуковых установках создаёт высокочастотный шум, являются результаты исследований одной из таких установок частотой 22 кГц, разработанной ВНИИ токов высокой частоты (рис. 1 – 3). При измерениях использовался шумомер–анализатор спектра, виброметр портативный ОКТАВА – 110 А с предусилителем КММ-400 и микрофоном 40BF для измерения ультразвука до 100 кГц фирмы G.R.A.S Sound & Vibration Дания.

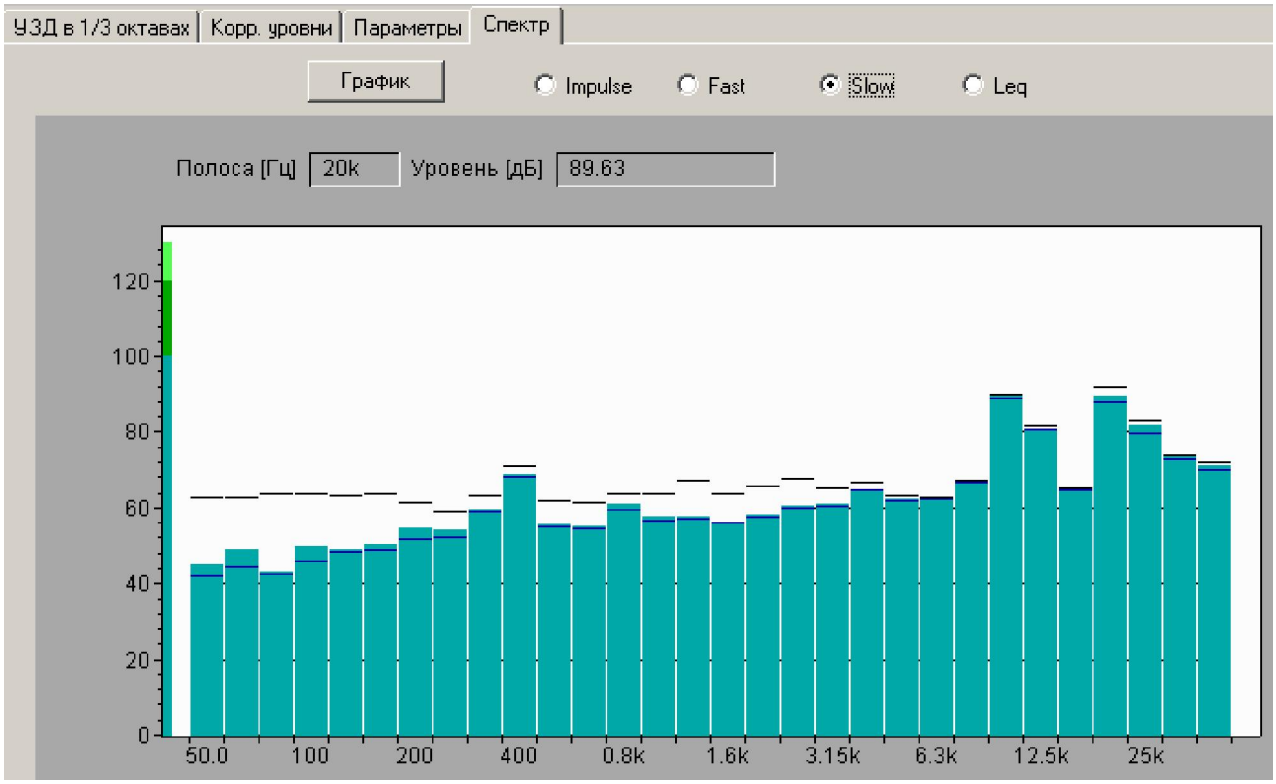


Рис. 1. Уровни звукового давления ультразвука (графическая форма)

	1.6k	2.0k	2.5k	3.15k	4.0k	5.0k	6.3k	8.0k	10k	12.5k	16k	20k	25k	32k	40k
Slow	56.3	57.9	60.5	60.8	64.9	62.5	62.5	67.1	89.7	80.8	64.9	89.6	81.6	73.6	70.8
Slow min	56.0	57.6	60.0	60.6	64.6	62.1	62.3	66.8	88.8	80.6	64.6	88.1	79.6	72.9	70.3
Slow max	63.8	65.7	67.7	65.1	66.6	63.3	62.9	67.4	90.1	81.5	65.2	91.6	82.9	73.7	71.9
Fast	57.2	58.7	60.9	61.5	65.5	62.7	62.6	67.6	90.0	81.1	65.2	90.4	82.5	73.8	71.7
Fast min	56.1	57.6	60.3	60.5	64.8	62.2	62.3	66.8	89.1	80.9	64.6	88.0	79.9	73.0	69.8
Fast max	70.4	72.6	73.6	70.4	69.1	65.8	64.5	68.0	91.5	83.2	65.6	93.1	84.8	74.7	72.8
Imp	57.1	59.1	60.7	61.7	65.8	62.6	62.8	67.4	89.7	80.8	65.0	89.9	82.1	73.6	71.8
Imp min	56.1	57.6	60.1	60.5	64.5	61.8	62.0	66.4	88.9	80.6	64.3	87.9	79.2	72.4	69.8
Imp max	71.5	72.6	76.4	70.6	69.6	66.4	65.0	68.1	91.7	83.5	65.5	92.8	84.4	74.6	72.8
Leq	57.7	59.0	61.2	61.3	65.3	62.5	62.5	67.1	89.5	81.0	64.8	89.5	81.0	73.4	70.8

Рис. 2. Уровни звукового давления ультразвука (табличная форма)

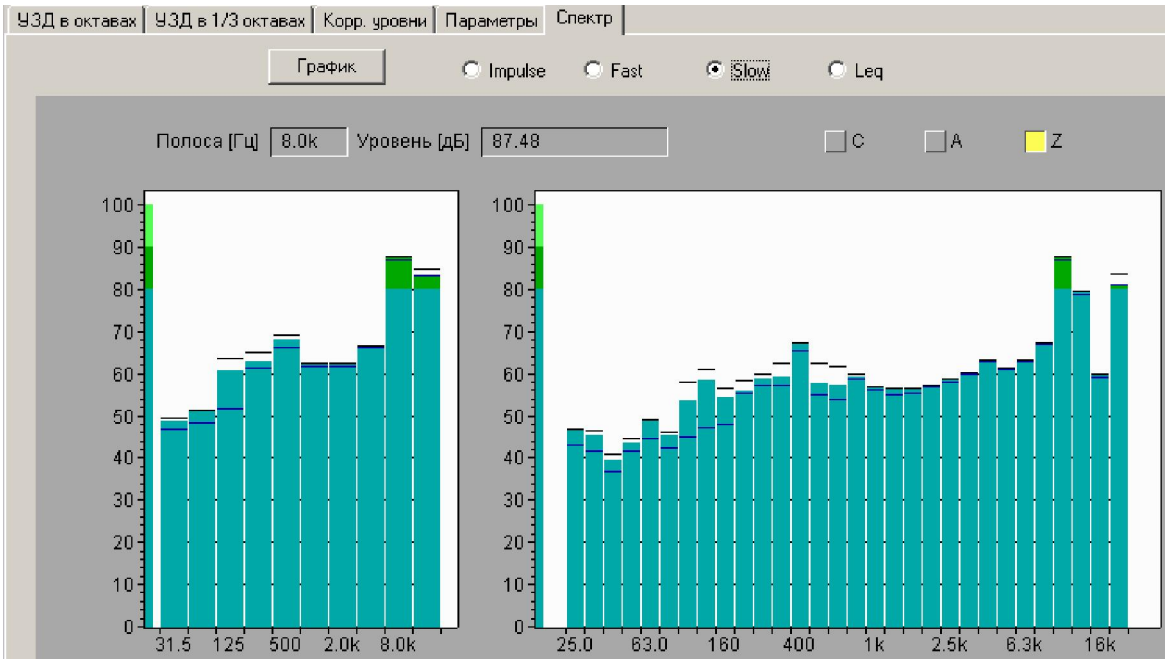


Рис. 3. Уровни звукового давления шума (графическая форма)

Из рис. 1 и 2 видно, что наибольшие значения уровней звука приходятся на третьоктавные полосы со среднегеометрическими частотами 20 кГц и 10 кГц (примерно соответствующей основной частоте ультразвуковой установки и частоте в 2 раза меньшей основной). При этом эти уровни примерно одинаковы.

Анализ 1/1 и 1/3 октавных уровней звукового давления (рис. 3) показывает, что наибольший вклад в общий шум вносит уровень звукового давления в третьоктавной полосе со среднегеометрической частотой 10 кГц. В результате именно он определяет высокий уровень звукового давления в октавной полосе со среднегеометрической частотой 8 кГц.

Описание основных проблем

Действующие в настоящее время ГОСТ 12.1.001-89 и санитарные нормы СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96 содержат описание методов контроля ультразвука на рабочем месте, в них приведены некоторые способы снижения вредного воздействия на человека воздушного ультразвука как в источнике шумообразования, так и на пути его распространения. Содержатся также аналогичные сведения, относящиеся к контактному ультразвуку. В сочетании с ГОСТ 12.4.077-79 и ГОСТ 12.2.051-80 [4, 5] они обеспечивают практическое внедрение безопасной ультразвуковой техники.

Однако, как показал анализ нормативных документов, в них содержатся устаревшие, спорные и даже ошибочные положения. Необходимо разработать и ввести в действие новые документы, учитывающие ошибки прошлых изданий, международный опыт и возможность применения новой измерительной аппаратуры, отличающейся от ранее используемой.

Далее приведены некоторые замечания и предложения, в частности:

1. Необходимо отметить, что если в ГОСТ 12.1.001-89, по аналогии с шумом и вибрацией, дана чёткая классификация ультразвука, разделяющая его на воздушный и контактный, и логически вытекающие из этой классификации допустимые уровни звукового давления на рабочих местах и допустимые уровни виброскорости для контактного ультразвука, то в п. 3.4 СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96 содержится явная нечёткость: все среды твёрдая, жидкая и газообразная объявляются контактными. Непонятно, имеется ли различие между передачей колебаний на человека из воздуха и из водной и твёрдой среды, и как устанавливать и контролировать допустимые параметры.

2. По нашему мнению нормативные документы должны содержать чёткую классификацию ультразвука. Этому положению не соответствует п. 3.3 СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96 *"*Источники ультразвука – это все виды ультразвукового технологического оборудования, ультразвуковые приборы и аппаратура промышленного, медицинского, бытового назначения, генерирующие ультразвуковые колебания в диапазоне частот от 18 кГц до 100 МГц и выше". Непонятна, какова, по мнению авторов документа, верхняя граница ультразвука. В данной редакции она не соответствует пункту 5.2 того же документа, нижняя граница противоречит пункту 4.3 СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96. При установлении верхней границы ультразвука следует руководствоваться п. 2.2 ГОСТ 12.1.001-89, так как на более высоких частотах ультразвук в воздухе практически полностью затухает.

3. Необходимо заменить в пункте 4.3 СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96 ошибочные в данном случае термины "магнитострикционный" и "пьезоэлектрический генератор" на "магнитострикционный и пьезоэлектрический преобразователь".

4. Непонятно для каких точек измерения устанавливаются допустимые уровни контактного ультразвука на рабочей частоте изделий бытового назначения в пункте 5.6 СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96. Для них следует указать нормируемый параметр для контактного и воздушного ультразвука вместо одного значения 75 дБ.

5. Список рекомендуемой измерительной аппаратуры для измерений как воздушного, так и контактного ультразвука должен быть уточнён и расширен с учётом разработок последних лет. Вряд ли целесообразно рекомендовать измерительную аппаратуру несуществующей в настоящее время фирмы Robotron, произведённую в ныне не существующем государстве.

6. По нашему мнению нормативные документы должны содержать чёткую классификацию и требования к используемым измерительным трактам (в настоящее время в числе рекомендуемых измерительных трактов отечественные отсутствуют). Приложения 2 и 3 должны быть даны как рекомендуемые.

7. В п. 6.5 СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96 следует заменить выражение "третьоктавного фильтра" "набором третьоктавных фильтров" и "измерительный прибор" "показывающим прибором".

8. Утверждение, что измерение контактного ультразвука "может быть выполнено современными ультразвуковыми дефектоскопами" (пункт 6.6 СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96) представляется фантастическим. Непонятно, как метрологически может быть обеспечено такое измерение. Тракт для измерения контактного ультразвука (приложение 3) лишён логики и нуждается в хорошей переработке.

9. Вызывает сомнение практическое применение в современных условиях таблицы 1, содержащей “соотношение между логарифмическими уровнями виброскорости в дБ и её значениями в м/с” (приложение 1 в [3]).

10. Рекомендация “использовать звукопоглощающие кожухи” (пункт 7.5 СанПиН 2.2.4/2.1.8.582-96) является ошибочной, так как для этой цели служат звукоизолирующие кожухи. Объём защитных мероприятий зависит от степени превышения допустимых уровней.

11. В разделе нормативных документов, касающихся вопросов путей борьбы с ультразвуком, можно было бы предложить, где это возможно, использование более высоких частот, в частности 44 кГц и выше, тогда субгармоника придётся на более высокую частоту, в данном случае 22 кГц. Высокочастотный шум в этом случае значительно уменьшится. Другой путь – освоение выпуска и применение экранных наушников в качестве средств индивидуальной защиты, показавших себя с хорошей стороны. Принцип защиты основан на том, что при большой частоте звуковых колебаний прямые волны, на пути которых установлены экранные наушники, преобладают над отражёнными волнами.

Состояние вопроса по средствам измерения параметров ультразвука

Далее приведены краткие сведения по основным приборам для измерения воздушного ультразвука и контактного ультразвука (или высокочастотной вибрации), которые предлагаются отечественными производителями, а также используемые в них датчики (микрофоны, акселерометры и др. приборы).

Основными из них являются следующие:

- анализатор шума и вибрации “АССИСТЕНТ” для звука, общей и локальной вибрации, инфразвука и ультразвука (полоса пропускания фильтров: октавный от 1 Гц до 31,5 кГц и третьоктавный от 0,8 Гц до 40 кГц), для воздушного ультразвука используется микрофон МК 233;
- прецизионный шумомер, анализатор спектра для звука, общей и локальной вибрации, инфразвука и ультразвука “Октава-110-УЛЬТИМА” (для воздушного ультразвука используется конденсаторный микрофон **40AN** фирмы GRAS (Дания))**;**
- шумомер, виброметр, анализатор спектра SVAN-912M для инфразвука, ультразвука в частотном диапазоне от 0,5 Гц до 90 кГц с микрофоном **40AN** GRAS. Режим виброметра и анализатора спектра – виброускорение, виброскорость, виброперемещение в 1/1 и 1/3 октавных полосах частот; измерение вибрации в узкополосном спектре от 0,5 Гц до 90 кГц. Полосовые фильтры – 1/1 октавные фильтры со среднегеометрической частотой от 1 Гц до 16 кГц, по МЭК 651, МЭК 8041, ГОСТ 17168-82; 1/3 октавные фильтры со среднегеометрической частотой от 0,8 Гц до 20 кГц, по МЭК 651, МЭК 8041, ГОСТ 17168-82.

Признанным мировым лидером в области акустических и вибрационных измерений до сих пор является фирма Brüel&Kjær (Дания), микрофоны и акселерометры которой используют многие страны мира.

Для воздушного ультразвука могут быть использованы микрофоны типа:

– 4138 (1/8”) Свободное и диффузное поля 1 mV/Pa 6.5 Hz – 140 kHz 52,2 – 168 dB 200V Высокочастотный;

– 4954 (1/4") Свободное поле 3.16 mV/Pa 4 Hz – 80 kHz 40– 165 дБ 0V Высокочастотный;

– 4954 A(1/4") Свободное поле 2.8 mV/Pa 16 Hz – 80 kHz 40– 164 дБ 0V Высокочастотный.

Brüel&Kjær выпускает около 300 типов датчиков для измерения вибрации, однако до настоящего времени всё ещё сложно создать приборы для измерения высокочастотной вибрации. Сложность заключается как в выборе необходимых датчиков, так и в обработке высокочастотных сигналов средствами измерений. Так, например, пьезоэлектрические датчики позволяют проводить измерения с высокой точностью в диапазоне низких частот и относительно больших амплитуд вибрации, но вследствие своей высокой инерционности, приводящей к искажению формы сигнала, измерение вибрации высокой частоты и малой амплитуды затруднено.

В настоящее время имеется несколько видов акселерометров, отличающихся между собой по принципу действия и границам использования, в частности ***зарядовые пьезоэлектрические акселерометры***, использующие пружинно-массовую систему для генерации силы, эквивалентной амплитуде и частоте вибрации; ***IEPE-акселерометры*** с интегральными предусилителями, которые выдают в линии питания выходной сигнал в виде модуляции напряжения; ***пьезорезистивные акселерометры*** с датчиками деформации, изменяющими электрическое сопротивление пропорционально приложенному механическому напряжению, и ***акселерометры переменной ёмкости*** с реакцией на входные ускорения постоянного тока со стабильной характеристикой демпфирования.

Для измерения параметров контактного ультразвука могут использоваться следующие измерительные акселерометры:

- 4516 DeltaTron, 4516-001 DeltaTron, 4517 DeltaTron, 4517-001 DeltaTron, 4517-002 DeltaTron, 4517C-001 Charge, 4518 DeltaTron, 4518-001 DeltaTron, 4518-002 DeltaTron, 4518-003, 4519 DeltaTron, 4519-001 DeltaTron, 4519-002 DeltaTron, 4519-003 DeltaTron – до частоты 20 кГц;
- 4394 DeltaTron, 4397 DeltaTron – до частоты 25 кГц;
- 4392 Charge – до частоты 26 кГц;
- 8309 Charge – до частоты 54 кГц.

Для бесконтактного измерения высокочастотных вибраций фирма Brüel&Kjær предлагает одноточечный лазерный виброметр компании OMETRON Модель 8329 для частот от 0,1 Гц до 25 кГц и сканирующий лазерный виброметр для модального анализа Модель 8330 до 125 кГц**.** Эти приборы позволяют измерять амплитуды и фазы гармонических вибраций и используют методы измерения, основанные на регистрации эффекта Доплера и зондировании объекта видимым светом. Измерительная аппаратура очень сложная и достаточно дорогая, требует использования современных ЭВМ для обработки высокочастотных сигналов.

Цифровые оптические виброметры VQ-500-D и VH-1000-D фирмы OMETRON с фиксированным или изменяющимся фокусом предназначены для бесконтактного измерения виброскорости в диапазоне 0,5 – 22 000 Гц.

Существует и ряд других бесконтактных методов измерения параметров вибрации, которые в той или иной мере могли бы быть использованы для измерения контактного ультразвука, однако не получили ещё должного развития. Одним из них является использование сигнала ультразвуковой частоты и определение разности фаз опорного сигнала и сигнала, отражённого от исследуемого объекта (метод ультразвуковой фазометрии). В качестве чувствительных элементов используется пьезоэлектрическая керамика. Однако высокочастотный ультразвук быстро затухает в воздухе, к тому же неизвестно, как поведёт себя прибор в поле воздушного ультразвука от исследуемого объекта. Другим методом является зондирование исследуемого объекта электромагнитными волнами ВЧ и СВЧ диапазонов, приём и анализ отражённых объектом волн. Вибрация объекта приводит к амплитудной и фазовой модуляции отражённой волны и к образованию сигнала биений. У выделенного сигнала переменного тока амплитуда пропорциональна виброперемещению, а частота соответствует частоте вибрации объекта.

Заключение

На основе анализа существующих нормативных документов выявлены проблемные вопросы, которые необходимо срочно решить для исключения многих неопределённостей в нормировании воздушного и контактного ультразвука, а также высокочастотного шума. Предложенные замечания и предложения должны помочь разработчикам новых нормативных документов исключить ошибки в нормировании, а пользователям нормативных документов понять положения этих документов для решения задач по ограничению вредного воздействия ультразвука и высокочастотного шума на человека как при разработке ультразвуковых установок, так и при контролировании их параметров.

Литература

1. ГОСТ 12.1.003-83*. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности.
2. ГОСТ 12.1.001-89 (1999). Система стандартов безопасности труда. Ультразвук. Общие требования безопасности.
3. СанПиН 2.2.4./2.1.8.582–96. Гигиенические требования при работах с источниками воздушного и контактного ультразвука промышленного, медицинского и бытового назначения: Санитарные правила и нормы.
4. ГОСТ 12.4.077-79 Система стандартов безопасности труда. Ультразвук. Метод измерения звукового давления на рабочих местах.
5. ГОСТ 12.2.051-80 Система стандартов безопасности труда. Оборудование технологическое ультразвуковое. Требования безопасности.

ОПЫТ ШУМОВИБРОЗАЩИТЫ ГОРОДСКОЙ ЗАСТРОЙКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОЛИУРЕТАНОВЫХ МАТЕРИАЛОВ В РЕЛЬСОВЫХ СКРЕПЛЕНИЯХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ МЕТРОПОЛИТЕНА

РудневаЕ.А. [1], *Веретина И.А.* [2], *Курнавин С.А.* [3],
Замуховский А.В. [4], *НаумовБ.В.* [5], *Гришин П.Е.* [6]
ФГУЗ "Центр гигиены и эпидемиологии в городе Москве" (1),
Управление Роспотребнадзора по г. Москве (2),
НО "Экологический фонд развития городской среды "Экогород" (3),
Московский государственный университет путей сообщения (4),
ООО "АБВ" (5),
ГУП "Московский метрополитен" (6)

В начале 2008 года был введен в эксплуатацию новый участок Арбатско-Покровской линии Московского метрополитена от станции «Крылатское» до станции «Строгино». Трасса тоннелей в отдельных местах пролегает вдоль многоэтажной жилой застройки на расстоянии около 40 метров от зданий. После ввода участка в эксплуатацию появились жалобы жильцов на шум от поездов метрополитена. При рассмотрении жалоб жильцов дома 31,кор.1 по ул. Крылатская и дома16 по ул. Осенняя Управлением Роспотребнадзора по г. Москве было выявлено, что в квартирах нижних этажей вышеуказанных домов шум от прохождения поездов метрополитена хорошо прослушивается. По результатам инструментальных исследований, выполненных ФГУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в городе Москве» в дневное и ночное время установлены превышения допустимых уровней шума на 2дБА по эквивалентному уровню для ночного времени суток. Следует отметить, что в промежутках между прохождением поездов зарегистрированы низкие фоновые уровни шума, что усиливает субъективное восприятие жильцов. При этом измеренные уровни вибрации во всех обследованных квартирах не превышают гигиенических требований.

Схема трассы метрополитена и расположение обследованного здания показаны на рис. 1.

Для разработки рекомендаций по снижению уровней шума в жилых домах ГУП «Московский метрополитен» обратился в НО Экологический фонд развития городской среды «Экогород». В ходе дополнительных исследований выяснилось, что шум, передающийся в здание, имеет явно выраженные высокочастотные составляющие в диапазоне октав 125 – 1000 Гц. Причиной этого являются высо-

кая жесткость конструкции верхнего строения пути, представленная композитными полушпалками, втопленными в путевой бетон, с рельсами Р65 и новая конструкция тоннельной обделки, где в качестве уплотнительных элементов между кольцами использовались упругие вставки, обжатые в процессе возведения тоннелей. Распространению высокочастотных вибраций конструкций пути способствовали геологические условия, характеризующиеся высоким уровнем грунтовых вод. В свою очередь в здании жилого дома высокие частоты «поддерживались» явно выраженными собственными колебаниями несущих и ограждающих конструкций, которые вызывали вторичный шум на частотах 1000 и более герц.

Для снижения шума в жилой застройке, несмотря на новые только что построенные тоннели, ГУП «Московский метрополитен» принял решение выполнить реконструкцию верхнего строения пути и установить в рельсовых скреплениях виброизолирующие подрельсовые прокладки из специального вспененного полиуретана.

Исходя из европейского опыта виброзащиты верхнего строения пути, в Московском государственном университете путей сообщения были испытаны несколько видов подрельсовых прокладок, представленных австрийской фирмой «Getzner Werkstoffe GmbH» и бельгийской фирмой «CDM». По результатам испытаний выбрана прокладка фирмы «Getzner», изготовленная из материала Sylodyn NF, толщиной 14 мм, выдержавшая 15 млн. циклов динамического нагружения без нарушения целостности и с сохранением физико-механических свойств, см. рис. 2.

Материал Sylodyn NF представляет собой мелкоячеистую структуру с закрытыми воздушными порами и устойчив к основным химическим соединениям и маслам. Исследования материала в Европе после 20-ти и 30-ти летней эксплуатации в качестве упругого основания под зданиями не выявили сколько-нибудь существенного изменения физико-механических и химических свойств по сравнению с новым образцом.

Выбранные прокладки были установлены на участке длиной порядка 200 м по левому и правому главным путям вблизи обследованного здания. Впоследствии аналогичная конструкция рельсового скрепления с виброзащитными прокладками фирмы «Getzner» была установлена и на другом более протяжённом участке, где тоннели метро проходят непосредственно под жилой застройкой.

Схема узла промежуточного рельсового скрепления показана на рис. 3. Особенностью скрепления кроме использования виброзащитной прокладки является применение полиуретановых регуляторов ширины колеи, в значительной степени исключающих «акустические мостики» в местах болтовых соединений. Конструкция полностью отвечает требованиям технических условий метрополитена для применения её на главных путях.

С целью оценки эффективности примененного виброзащитного мероприятия специалистами ФГУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в г. Москве» и НО ЭФРГС «Экогород» были проведены измерения вибраций и шума до укладки и после укладки прокладок. Точки измерений вибраций располагались в подвале и на первом этаже обследуемого 16-ти этажного жилого дома № 31,кор.1 по ул.

Крылатская и в отдельно стоящих над тоннелем метро двух одноэтажных зданиях. Чтобы избежать влияния на результаты измерений возможных резонансов конструкций, датчики размещались в узлах соединения горизонтальных и вертикальных несущих строительных элементов. В свою очередь измерения шума проводились в подвале и в отдельных квартирах на 1-ом этаже жилого дома, в том числе в квартирах, где ранее фиксировались превышения уровней шума. Инструментальные исследования проводились виброметром SVAN 946, шумомером–виброметром «Ларсон-Дэвис» 2900, шумомером ОКТАВА –101А, шумомером ОКТАВА 110А. Измерения шума проводились в соответствии с МУК 4.3.2194-07 «Контроль уровня шума на территории жилой застройки, в жилых и общественных зданиях и помещениях». Фиксировались эквивалентные и максимальные уровни звука. Измерения вибрации проводились в соответствии ГОСТ 12.1.012-90 «Вибрационная безопасность». Постоянная времени усреднения виброметров настроена на 1 секунду. Регистрации подлежали среднеквадратические уровни виброускорений в октавных полосах с центральными частотами 16 - 1000 Гц. Фиксировались

максимальные показания прибора, вызванные прохождением поезда в створе исследуемой точки.

Измерения проводились при графиковом движении поездов в дневное время суток.

На рисунках 4 и 5 показаны диаграммы снижения уровней вибраций и шума, на которых для компактности отображены усреднённые значения параметров вибраций и шума по всем точкам измерений.

Как видно из диаграмм виброзащитная конструкция рельсового скрепления имеет собственную частоту около 31,5 Гц и эффективна в диапазонах октав 63 – 500 Гц. В конкретном случае конструкция обеспечила дополнительное вторичное уменьшение уровней шума за счет снижения резонансных колебаний строительных конструкций здания и на частотах выше 500 Гц. Эффективность скрепления при измерениях шума с корректирующим фильтром «А» составила порядка 6 децибел (см. рис. 5).

В результате выполненных мероприятий в квартирах с ранее зафиксированными превышениями уровней шума эквивалентные уровни звука стали соответствовать требованиям СН 2.2.4/2.1.8.562 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

В целом, шумо- виброзащитное рельсовое скрепление с прокладками из материала фирмы «Getzner» показало достаточно хорошую эффективность при относительно низкой стоимости затрат и возможности быстрой переукладки пути в ночные технологические «окна». Конструкция ориентирована на использование в безшпальном верхнем строении и в пути с высокой жесткостью основания рельсовых нитей, где обеспечивает схожие параметры с обычным железнодорожным путем на деревянных шпалах.

Рис. 1. Схема трассы метрополитена вблизи обследованного здания.

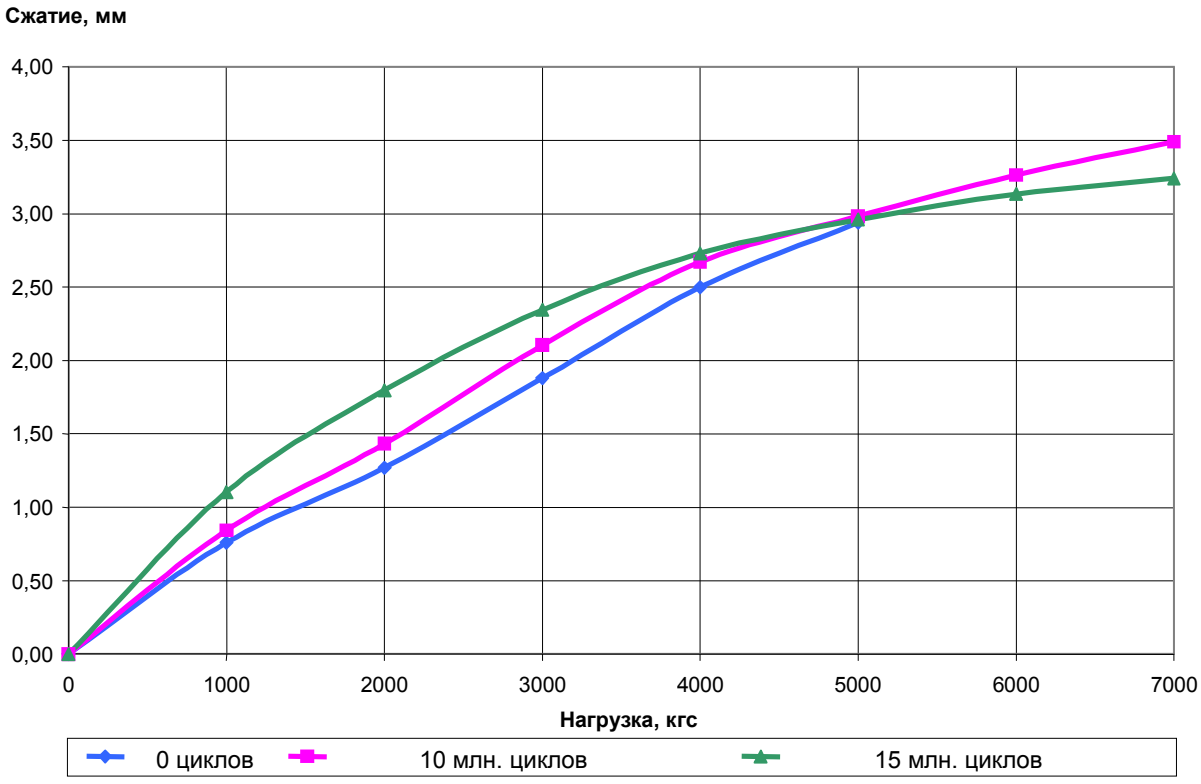


Рис. 2. Статическая упругая деформация образца прокладки из материала Sylodyn NF до динамических испытаний и после пропуска 10 и 15 млн. циклов

1 – шпала-коротыш «АБВ»;
2 – регулятор ширины колеи полиуретановый 6 мм;
3 – подрельсовая прокладка из материала Sylodyn NF (производства Getzner);
4 – регулятор ширины колеи полиуретановый 4 мм.

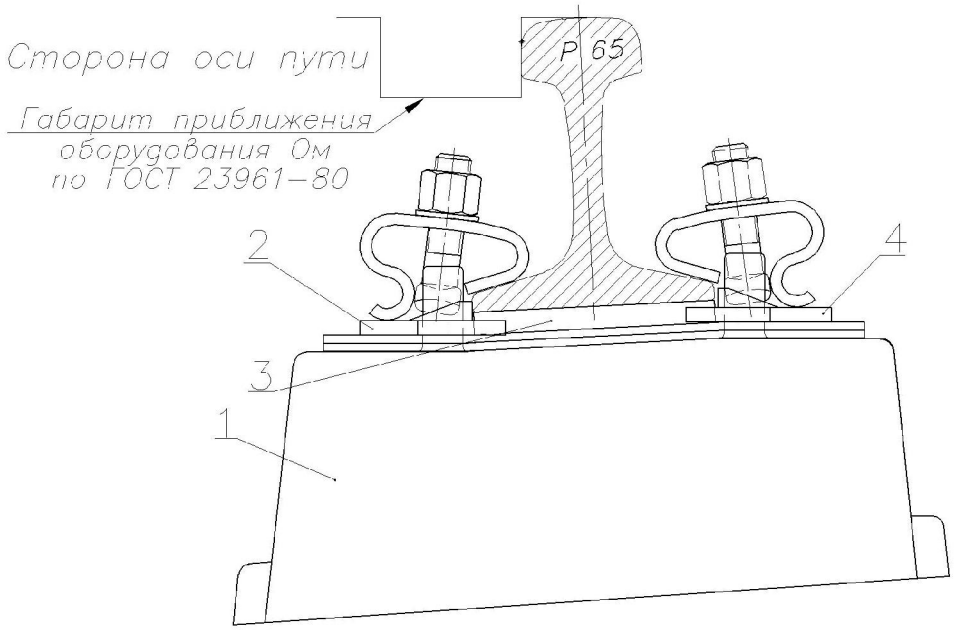


Рис.3. Узел рельсового скрепления.

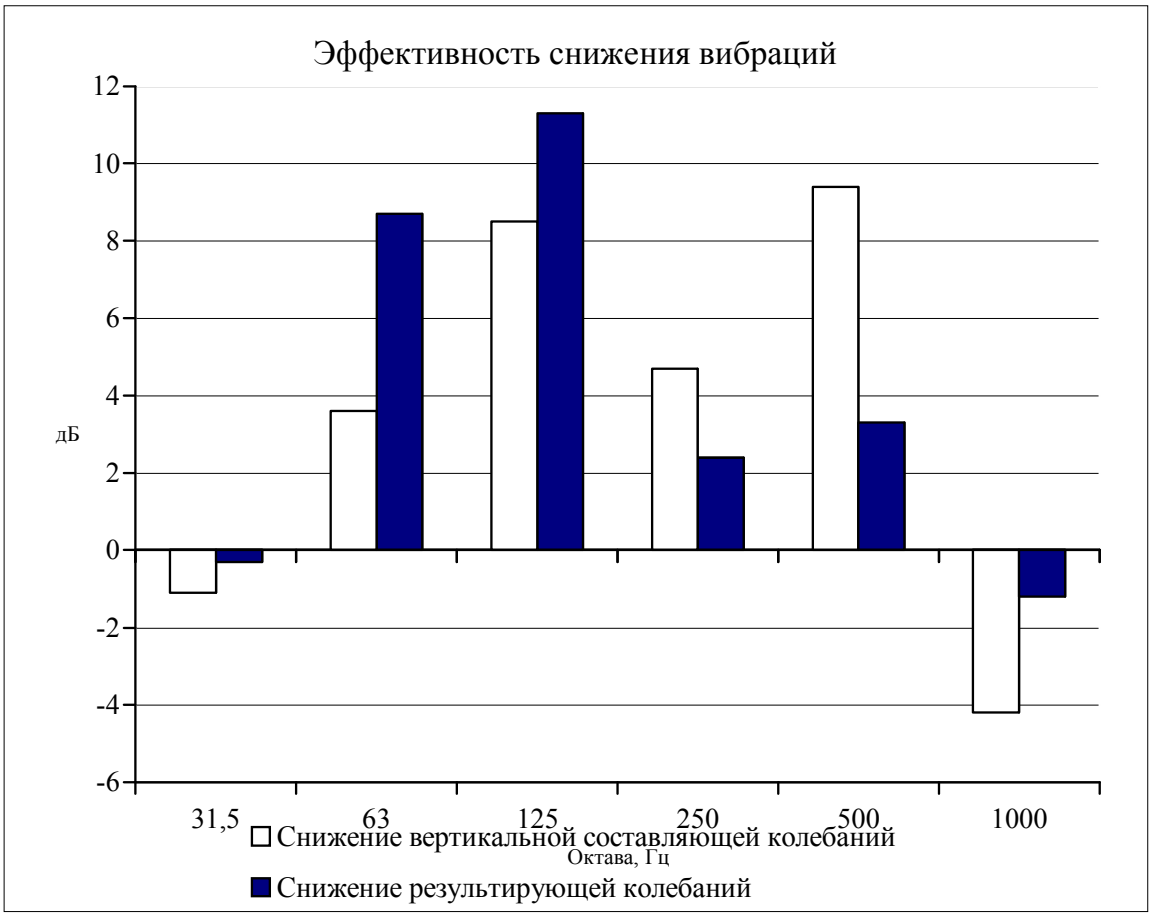


Рис. 4. Эффективность виброизоляции

Рис. 5. Эффективность шумоизоляции

РЕЙТИНГОВАЯ СИСТЕМА КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ САНИТАРНО-ЭПИДЕМИОЛОГИЧЕСКОЙ, ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

Кочнев А.П. [1], *Аверьянов В.К.* [2], *Мележик А.А.* [3],
Михайлов А.Г. [3], *Тютюнников А.И.* [3]
ОАО ЛенНИИпроект (1),
Союз энергетиков Северо-Запада РФ (2),
ОАО «Газпром промгаз» (3)

Разработка методики комплексной оценки экологической, санитарно-эпидемиологической ***(в том числе акустической)*** и энергетической безопасности на основе количественных показателей для производственных зданий и производственных процессов в настоящее время стало насущной задачей современного строительства, эксплуатации и реконструкции, что подтверждается практикой как зарубежного, так и отечественного опыта. Легитимность этой тенденции подкрепляет Федеральный закон Российской Федерации от 30 декабря 2009 г. N 384-ФЗ. «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений».

В последнее время в стране ведутся разработки рейтинговых систем, идет дискуссия по вопросам комплексной оценки энергоэффективности, экологической и санитарно-эпидемиологической безопасности гражданских зданий, опубликован ряд работ посвященных этим вопросам и вопросам «зелёного» строительства. К сожалению, применительно к производственным зданиям и сооружениям такого оживления не наблюдается.

Однако, комплексная оценка энергоэффективности, экологической и санитарно-эпидемиологической безопасности для производственных зданий еще более важна, чем для жилого дома или другого гражданского здания, так как промышленное предприятие более энергоёмко, экологически и акустически значительно более коварно, и в большей мере является источником воздействия ***(в том числе акустического)*** на окружающую среду и на человека в терминологии СанПин и правил природопользования.

Эффективное производственное здание – это здание, в котором за счет реализации совокупности функционально-планировочных, конструктивных и инженерных решений, использования вторичных и возобновляемых источников энергии, энергоресурсов (тепловой и электрической энергии, топлива, холодной и горячей воды) затрачивается существенно меньше принятых нормативных стандартов, при одновременном обеспечении необходимого уровня экологической и са-

нитарно-эпидемиологической безопасности. В определении эффективного производственного здания заложена цель, к которой необходимо стремиться, разрабатывая проектное решение, эксплуатируя или реконструируя это здание - ***обеспечение соответствующего потребительского уровня экологической и санитарно-эпидемиологической безопасности при нормативных или меньших затратах на невозобновляемые энергоресурсы.*** Для этого необходимо объединить показатели трех обозначенных выше основных категорий в одном блоке.

Стандартам с экологической ориентацией в России постоянно уделяется серьезное внимание. Например, в 2010 году в соответствии с Распоряжением Министерства природных ресурсов и экологии Российской Федерации №19-р от 24 мая 2010 года разработана рейтинговая оценка соблюдения критериев соответствия системы добровольной экологической сертификации объектов недвижимости, Минприроды РФ направило В Ростехрегулирование уведомление о начале разработки национального стандарта «Оценка соответствия. Экологические требования к объектам недвижимости».

Система рейтинговой оценки качества производственных зданий формируется – с целью развития необходимого на современном этапе энергосбережения, комплексной оценки энергетической эффективности, экологической и санитарно-эпидемиологической безопасности – в составе трех взаимосвязанных основных укрупнённых категорий: энергетической, экологической и санитарно-эпидемиологической. В основные категории включаются отдельные регистры требований и рекомендаций с количественной оценкой энергетической эффективности и показателей российской системы нормативного обеспечения экологической и санитарно-эпидемиологической безопасности зданий (таблица 1).

Таблица 1

Перечень категорий и регистров энергетической эффективности, экологической и санитарно-эпидемиологической безопасности зданий

Категория	Регистр	Характеристика. Основные и обязательные категории
1		**Энергетическая эффективность** (148 баллов, 60 требований и рекомендаций)
	1	Использование эффективного оборудования, технологий и устройств в системах отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, охлаждения и кондиционирования (38 требований и рекомендаций) Количественные отчетные показатели обязательной энергетической эффективности – числовая энергоиндексация (векторы энергоиндексации в физических единицах затрат тепловой энергии, замещения невозобновляемых источников и параметров ограждающих конструкций)

Таблица 1 (продолжение)

Категория	Регистр	Характеристика. Основные и обязательные категории
	2	Использование эффективного оборудования, технологий и устройств в системах холодного водоснабжения и водоотведения, включая канализацию (12 требований)
	3	Архитектурно-планировочные, конструктивные параметры, компактность строения, долговечность всего здания и его элементов, пассивные гелиосистемы (9 требований и рекомендаций)
	4	Организационные энергосберегающие мероприятия (1 рекомендация)
2		**Рациональное природопользование и экологическая безопасность** (55 баллов, 29 требований)
	1	Выбор планировочной схемы земельного участка, размещение здания и охрана зеленых насаждений (3 требования)
	2	Ландшафтное благоустройство (3 требования)
	3	Охрана почв и вод при строительстве и эксплуатации объекта (5 требований)
	4	Охрана верхних слоев атмосферы при строительстве и эксплуатации объекта (9 требований)
	5	Безопасное обращение строительных отходов (5 требований)
	6	Количественные отчетные показатели обязательной экологической безопасности – числовая энергоиндексация (4 вектора энергоиндексации в физических единицах затрат первичного топлива и выбросов углекислого газа)
3		**Санитарно-эпидемиологическая безопасность человека** (49 баллов, 40 требований)
	1	Обеспечение нормативных и комфортных санитарно-эпидемиологических условий для жизнедеятельности людей вне- и внутри зданий (25 требований, в т.ч. - ***акустических***)
	2	Охрана атмосферы в приземном слое при строительстве и эксплуатации объекта (6 требований)
	3	Требования по выбору безопасных конструктивных элементов, строительных, отделочных и иных материалов (4 требования)
	4	Требования по недопущению конденсата и протечек внутри помещений во избежание грибковых поражений ограждающих элементов здания (1 требование)
	5	Автоматическое и индивидуальное регулирование микроклимата (4 требования)

Требования и рекомендации в категориях и регистрах формируются исходя из российских легитимных нормативных документов по водо-, тепло- и электроснабжению, по водоотведению, природоохранных документов, проектов застройки и землепользования, санитарных норм и правил, соответствующих государственных стандартов по инженерным системам и т.д., целевых региональных программ энергосбережения. Эти главные требования в части экологической и санитарно-эпидемиологическая безопасности человека в большинстве имеют численное выражение и практически каждое из них определяется по соответствующему методу на основе российских норм.

Требования 2-ой основной категории «Рациональное природопользование и экологическая безопасность», требования 3-ей основной категории «Санитарно-

эпидемиологическая безопасность человека» так же, как требования и рекомендации 1-й категории «Энергетическая эффективность» имеют численные векторные оценки. В пятнадцати регистрах основных трёх категорий рейтинговой системы включено 129 требований и рекомендаций (таблица 2).

Таблица 2

Некоторые примеры численных векторов и балльных рейтингов требований и рекомендаций по 1-й, 2-й и 3-й категориям

Категория	Требования или рекомендация	Численное значение в векторе	Балльный рейтинг
1	Показатель компактности здания	<1,1	**1**
		1,1-1,2	**3**
		>1,2	**5**
2	Для уменьшения выбросов CO_2 в верхние слои атмосферы при транспортировке объём использования местных строительных материалов по отношению ко всему объему используемых материалов на объекте составляет:	< 30%	**1**
		<50%	**3**
		<80%	**7**
		100%	**15**
2	При реконструкции здания сохраняются и используются элементы его стен, перекрытий и покрытия, в том числе - и на других объектах, в объёме не менее:	<20%	**1**
		<50%	**5**
		<75%	**7**
		100%	**9**
		<70%	**3**
		100%	**6**
3	При воздействии внешних источников шума и в результате принятых мероприятий в здании достигнуты максимальные и эквивалентные уровни звука ниже допустимых по категории А (СНиП 23-03-2003) в ночное и дневное время суток на:	3 дБА	**2**
		4-8дБА	**4**
		9 и более дБА	**8**
		ПДК	**3**
		0,8ПДК	**4**
		0,6ПДК	**6**
3	За счет специальных мероприятий при работе внутренних источников – инженерного оборудования здания и его энергосистем - в помещениях обеспечивается акустический комфорт в ночное и дневное время суток с достижением максимальных и эквивалентных уровней звука ниже допустимых по категории А на:	менее 2 дБА	**1**
		3-4 дБА	**3**
		5-6 дБА	**5**
		7дБА и более	**9**
3	Снижение эквивалентных и максимальных уровней звука технологических операций и энергоустановок на окружающей территории при строительстве объекта обеспечивается в ночное и дневное время суток ниже допустимого по по категории Б на:	3-4 дБА	**0**
		5-7 дБА	**2**
		8-10 дБА	**4**
		11дБА и более	**6**

По опыту проектирования большого числа объектов различного назначения становится понятно, что при всех равных прочих условиях (при наличии эффективных инженерных систем, экологических, санитарно-эпидемиологических, ути-

лизационных и прочих признаков) зачастую варианты без расчетов энергетических балансов нельзя различить. Отличие может быть обнаружено только при количественной оценке в физических единицах энергии в сравнении не с прототипом - проектным вариантом одного и того же объекта, а в сравнении с предельными нормативными затратами энергоресурсов на отопление, горячее водоснабжение, вентиляцию и вспомогательное оборудование зданий при движении по числовому вектору энергоиндексации. В то же время, для ряда производственных зданий нельзя полностью исключать разработку и применение методики количественной оценки в сравнении с прототипом проектируемого или эксплуатируемого объекта.

Классификацию СНиП 23-02 для жилых и гражданских зданий, в которой предусмотрено 5 классов энергоэффективности (рисунок 1), целесообразно распространить и на производственные здания в качестве единого вектора энергоэффективности.

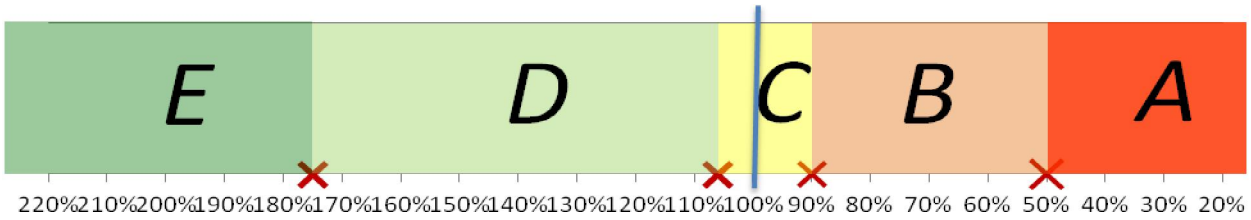


Рис. 1. Уровень требований к энергопотреблению зданий на отопление и вентиляцию.

A, B, C, D и E – зоны классов энергоэффективности зданий в соответствии с положениями СНиП 23-02;

% – Величина отклонения расчетного (фактического) значения удельного расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания q_h^{des} от нормативного (базового уровня «0»).

Сложность подхода к энергоиндексации производственных зданий заключается прежде всего в том, что вопросы оценки их энергоэффективности неотделимы от энергопотребления технологических процессов размещенных в них производств. Надо полагать, что каждое здание или инженерное сооружение любого назначения представимо в виде определённой системы энергоустановок, а «коробка» этого здания является всего лишь одной из них. Очевидно, также, что в производственных зданиях значимость такой «коробки» в энергосбережении в период эксплуатации может быть ещё меньше. Производственное здание рассматривается как элемент большой энергетической системы, влияющий на экологию (объект требований безопасности – природа), на условия жизнедеятельности человека (объект– человек) и на энергетический баланс этой системы.

Учитывая многообразие категорий зданий и различие нормативных требований к их энергопотреблению внутри каждой категории, наиболее целесообразно систему оценки энергоэффективности строить на основе бальных эквивалентов, основанных на рейтинговой оценке вклада каждой инженерной системы в общее повышение энергоэффективности. Реализованный вклад в общее повышение

энергоэффективности производственных зданий тех энергоустановок, которые обеспечивают выполнение производственного процесса, обладает, пожалуй, самым высоким преимуществом и требует особого учёта в рейтинговой системе оценки.

Действительно, как и предписано Приказом Минэнерго №182 в части энергопотребления производственных зданий, главные требования, включая экономические, для последующей оценки энергетической эффективности основных технологических комплексов предъявляются к: величине потерь переданных энергетических ресурсов; потенциалу энергосбережения и возможной экономии энергетических ресурсов; объему производства основной продукции; потреблению энергетических ресурсов; потреблению воды и к энергоемкости производства продукции.

Обязательными компонентами рейтинговой оценки производственных зданий любого назначения, прежде всего, являются: сопоставимость потребляемых различными инженерными системами энергоресурсов; тождественность количества баллов за одинаковый вклад в общее снижение потребления традиционного топлива (энергоресурса); зависимость экологических и санитарно–эпидемиологических критериев от потребляемых различными инженерными системами энергоресурсов в виде того или иного изменения выбросов загрязняющих веществ в верхние и приземные слои атмосферы. ***Это относится и к акустическим санитарно–эпидемиологическим критериям в связи с выбором инженерных, конструктивных систем, технологического оборудования, машин и механизмов определенных классов энергоэффективности и безопасности.***

При разработке шкалы баллов, также может быть учтена значимость отдельных направлений энергосбережения (рисунок 2).

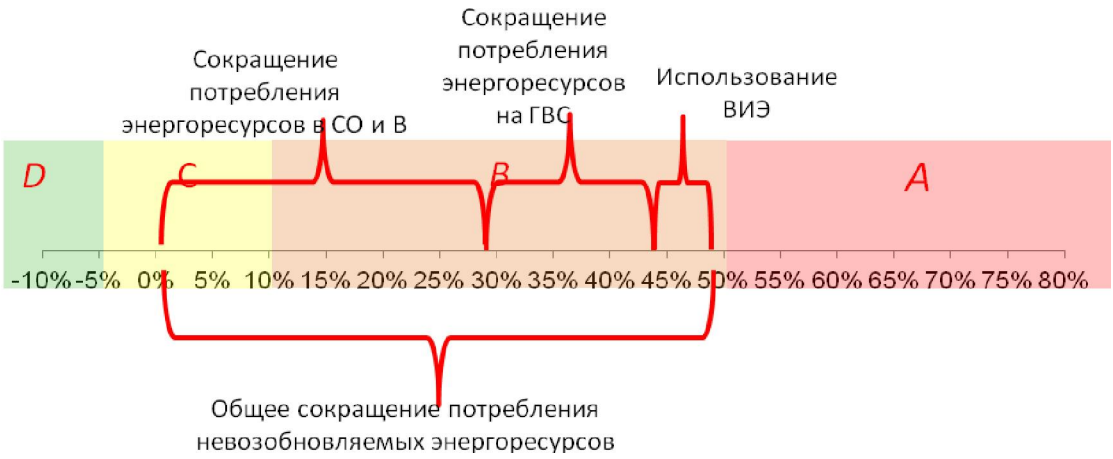


Рис. 2

Для производственных зданий с малым объемом теплопоступлений от технологических процессов (до 20 Вт/м^3) в полном объёме может быть использован опыт нормирования энергопотребления в общественных зданиях. Предлагается следующее распределение баллов при оценке энергетической эффективности, например, малоэтажных производственных зданий (таблица 3).

Таблица 3

Производственные здания малоэтажные

	класс С		класс В					класс А	
Сокращение показателя относительно базового значения	базовое значение 0	0÷9%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	60% и более
Количество баллов									
Отопление (вентиляция)	0	0	10	15	20	30	40	50	60
ГВС	0	0	2	3	4	6	8	10	12
Значение показателя									
Удельный расход энергоресурсов на отопление (вентиляцию), кДж/(м^3 ºС сут)	60		54	51	48	42	36	30	24
Удельный расход энергоресурсов на ГВС, МДж/год на 1 чел	800		720	680	640	560	480	400	320

Система рейтинговой оценки качества производственных зданий (таблица 1) в основной - ***энергетической категории*** - уточняется путем введения векторной энергоиндексации затрат конечных энергоносителей инженерными системами, зданием в целом и затрат первичной энергии.

Выраженные в баллах требования по экологическим и санитарно-эпидемиологичским требованиям (категории 2, 3, таблицы 1 и 2) могут быть сопоставлены в комплексе с требованиями по классам энергоэффективности категории 1 (таблица 3). Реализация такого подхода и методика представлены в таблице 4.

Таблица 4

Рейтинги энергетической эффективности, экологической и санитарно-эпидемиологичской безопасности зданий

	Классы и этапы энергоэффективности по Приказу Минрегионразвития РФ N 262								
	класс С		класс В					класс А	
Сокращение энергопотребления показателя относительно базового значения	базовое значение 0	0÷9%	10%	15%	20%	30%	40%	Более 50%	
Суммарное количество баллов по категориям 2 и 3 (таблица 1)	≤30		31 ÷ 120					более 121	
				45		60	90		

В таком виде рейтинговая система с преимущественно количественным и комплексным выражением требований не только энергетических, но экологических и санитарно-эпидемиологических характеристик естественным образом пригодна для легитимизации ее в качестве государственного нормативного документа «Энергетическая эффективность, экологическая и санитарно-эпидемиологическая безопасность производственных зданий».

Конечно, в подобный нормативный документ могут входить только те экологические и санитарно-эпидемиологические требования или рекомендации, которые прямо или косвенно имеют отношение к энергосбережению и энергетической эффективности. ***Акустические требования являются одними из основных среди санитарно-эпидемиологических и им уделяется самое серьёзное внимание в нашей рейтинговой системе.***

УЧЕТ АВТОТРАНСПОРТНОГО ШУМА НА ЭТАПЕ ФОРМИРОВАНИЯ ШУМОВОЙ КАРТЫ ГОРОДА

Кошурников Д.Н., Май И.В., Вековшинина С.А.
Федеральное государственное учреждение науки
«Федеральный научный центр медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения» Роспотребнадзора

На сегодняшний день большинство крупных городов Российской Федерации (более 70 %) имеют проблему высокого шумового загрязнения. Устойчивое развитие крупных мегаполисов невозможно без регулирования и постоянного мониторинга акустической ситуации, в том числе на основе картографирования шума.

Рассматривая шумовую карту города как динамическую систему распределения акустической нагрузки на территории с использованием массива данных о стационарных и передвижных источниках шума территории, имеющих параметрические и акустические характеристики для города Перми - крупного промышленного центра Западного Урала предложили общий алгоритм формирования шумовой карты города. Алгоритм включает несколько основных этапов:

– идентификация и типизация основных источников шума городской среды (установление количества и территориального распределения стационарных источников (источники шума промпредприятий и социально-бытовой сферы) и передвижных источников шума).

– определение шумовых характеристик основных типов источников шума городской среды;

– формирование электронной базы данных по параметрам основных источников шума городской среды с использованием специализированных программных продуктов;

– подготовка картографической основы с применением геоинформационной системы (ГИС) через привязку источников шума и формирование вспомогательных электронных слоев;

– выполнение комплексных акустических расчетов на территории города, в том числе для задач ситуационного и имитационного моделирования.

Предложенный алгоритм формирования шумовой карты отработан на примере автомобильного транспорта города Перми, как элемента шумовой нагрузки городского поселения.

На начальном этапе моделирования выполняли разбивку всей улично-дорожной сети города Перми на 1186 линейных источника шума. Во внимание принимались как основные магистрали центральной части города, так и ближайшие объездные дороги, перекрестки, кольцевые развязки и другие участки транспортной сети. Такой учет обусловлен непосредственным влиянием каждого уча-

стка дорог на картину шумового загрязнения города. Расположение линейных источников шума представлено на рисунке 1.

Рис. 1 Расположение линейных источников шума на территории г. Перми

Следующим этапом работ являлось определение параметров источников шума: высотных отметок расположения, координатных характеристик расположения источников шума и других данных. Кроме геометрических параметров каждому линейному источнику была присвоена шумовая характеристика в октавных полосах частот и эквивалентного уровня звука. Данная информация была получена путем проведения инструментальных исследований пропускной способности магистралей города на базе масштабных исследований дорожной ситуации в городе (материалы кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» Пермского государственного технического университета). Результатом данных исследований явилось количество и структура автотранспортных потоков от одного перекрестка до другого с разбивкой легкового и грузового транспорта, а также параметры скоростного режима на рассматриваемых участках.

Типовые шумовые характеристики, определяющие уровень воздействия от каждого источника шума, принимали в соответствии с приложением к СНиП – II-12-77 «Нормы проектирования. Защита от шума» для отдельных видов транспортных средств» «Каталог шумовых характеристик технологического оборудования».

Получив интенсивность автотранспорта по каждому участку автомагистра-

лей (линейному источнику шума), выполняли расчет эквивалентного уровня звука для каждого участка LAэкв (дБА), на расстоянии 7,5 м от оси первой полосы движения (СНиП 23-03-2003). Эквивалентный уровень звука от автотранспортного потока рассчитывали по методике, изложенной в «Пособии к МГСН 2.04-97 «Проектирование защиты от транспортного шума и вибраций жилых и общественных зданий». Полученный эквивалентный уровень звука использовали для расчета уровней звукового давления (дБ) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами (Гц).

Интенсивность движения автотранспорта характеризовалась максимальной дневной пропускной способностью автомобилей в час с выделением как легкового, так и грузового автотранспорта из общего потока (общественный транспорт рассматривали как вариант грузового транспорта). При моделировании учитывали особенности скоростного режима на каждом рассматриваемом участке городских магистралей, параметры дорожного покрытия (было взято асфальтобетонное покрытие), продольный уклон автодорог.

По результатам собранной исходной информации была сформирована электронная база данных по линейным источникам шума в программном комплексе «Эколог-Шум», предназначенном для проведения акустических расчетов. Программный комплекс «Эколог-Шум» разработан фирмой «Интеграл» (г. Санкт-Петербург) и согласован Федеральной службой по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Роспотребнадзор) – письмо № 0100/6152-07-32 от 18.06.07 г. и свидетельство № 7 от 01.06.07 г.

Собранная исходная информация по улично-дорожной сети была нанесена на векторную карту города Перми, сформированную множеством электронных слоев различного назначения (в том числе слои «здания и сооружения», «зоны селитебной застройки», «рекреационные зоны» и пр.), что позволило облегчить работу по оцифровке отдельных участков для задач акустического расчета.

На заключительном этапе работ были проведены акустические расчеты от всех линейных источников шума улично-дорожной сети города Перми, результаты которых в общем виде представлены на рисунке 2.

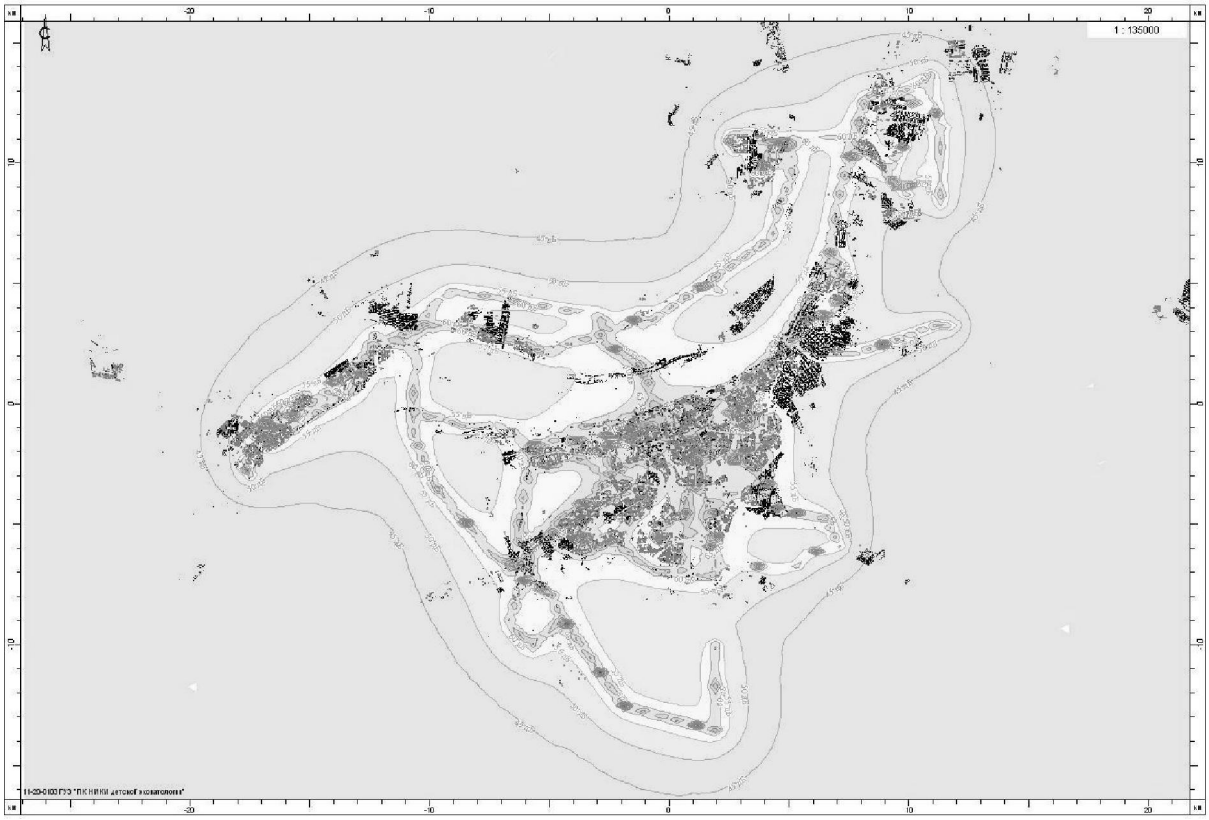


Рис. 2 Результаты акустического расчета от автомобильного транспорта на территории г. Перми

На базе расчетов по территории города Перми, в том числе для задач Генерального плана города были выделены «проблемные зоны», уровень шума на территории которых не соответствует гигиеническим критериям. С учетом перспектив развития города выполнен прогноз уровня шумовой нагрузки на различных территориях города: центр города, места массового отдыха населения, рекреационные зоны и др.

Дополнительно с большей степенью детализации были выполнены модельные расчеты на отдельных участках городской улично-дорожной сети. Одним из таких участков был выбран участок Комсомольского проспекта, для которого характерно умеренное движение легковых транспортных средств и отсутствие общественного транспорта. Для учета экранирования шума на рассматриваемом модельном участке были оцифрованы здания и сооружения, рассматриваемые, как препятствия распространения шума. Зданиям были присвоены характеристики в виде отражающих коэффициентов, соответствующих определенному материалу стен зданий, а также высотные отметки. В качестве шумовых характеристик также была принята пропускная способность близлежащих магистралей, после чего был проведен акустический расчет в программном продукте «Эколог-Шум» (рисунок 3).

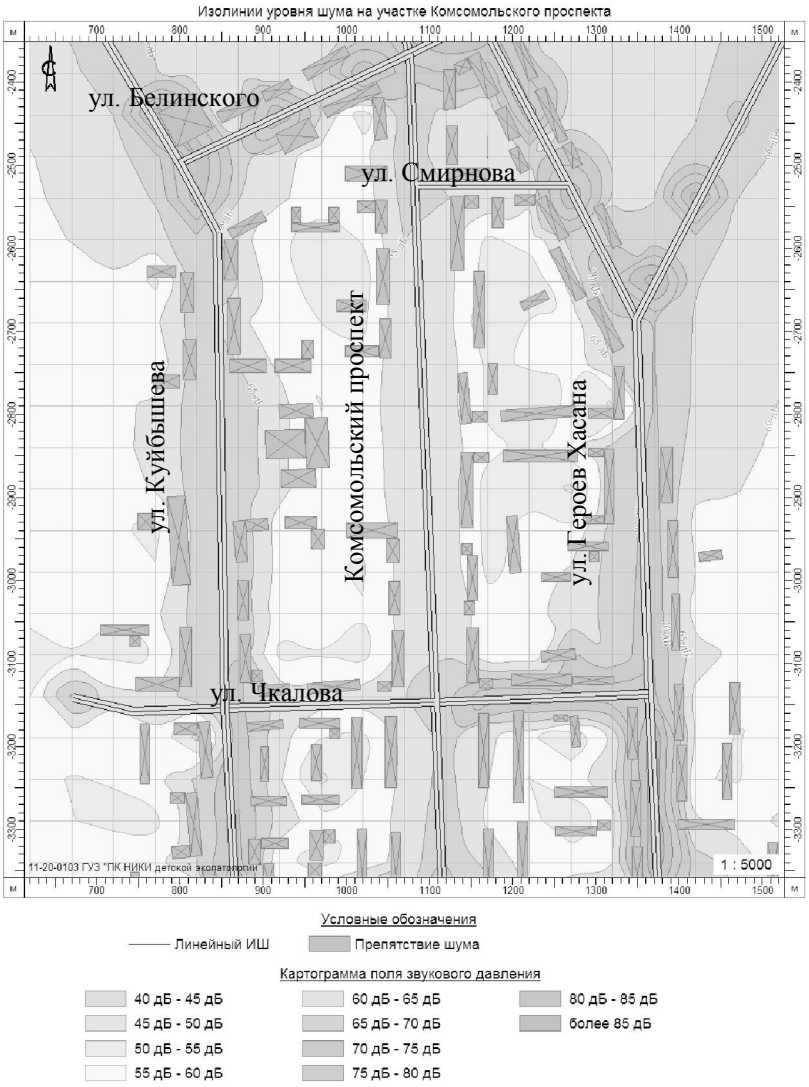


Рис. 3 Результаты акустического расчета от автомобильного транспорта на модельном участке Комсомольского проспекта г. Перми

По результатам акустического расчета на рассматриваемом модельном участке видно, что уровень шума на внутри дворовых территориях, в некоторых случаях, соответствует установленным критериям. Этот факт способствует дальнейшему развитию микрорайона и района города в целом при условии соблюдения других требований законодательства.

Таким образом, оценка акустического воздействия от автотранспорта является значимым элементом создания шумовой карты городского поселения и может повлиять на развитие территорий города.

Заключительный этап проектирования шумовой карты заключается в анализе полученных результатов с выделением территорий перспективных для развития города и территорий, требующих внедрения природоохранных мероприятий. Приоритетным направлением внедрения природоохранных мероприятий является соблюдение нормативного уровня шума на территории жилой застройки и в местах массового отдыха населения.

Разработка и поддержание шумовой карты в актуальном состоянии будет способствовать принятию своевременных и правильных управленческих решений по территориальному планированию городов.

Литература

1. Защита от шума в градостроительстве // Справочник проектировщика, Г.Л. Осипов, В.Е. Коробков, А.А. Климухин и др.; Под ред. Г.Л. Осипова. – М. Стройиздат, 1993.
2. СНиП 23-03-2003. Защита от шума /Госстрой России – М.: Стройиздат, 2004.
3. СП 23-103-2003. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий / Госстрой России, 2003.
4. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения / М. Минтранс, 2003.
5. ГОСТ 31287-2005 Руководство по снижению шума в рабочих помещениях акустическими экранами.
6. ГОСТ 30690-2000 «Экраны акустические передвижные. Методы определения ослабления звука в условиях эксплуатации».
7. ГОСТ 51943-2002 «Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности».

ВЛИЯНИЕ ТОЧЕЧНОЙ ЗАСТРОЙКИ НА ШУМОВОЙ РЕЖИМ ГОРОДСКИХ РАЙОНОВ

Колмаков А.В., Городецкая Н.Н.
УралГАХА, Екатеринбург, Россия

Защита от шума – одного из основных неблагоприятных факторов среды обитания человека – стала неотъемлемой частью вопросов проектирования, строительства и реконструкции городов и других населенных пунктов.

Как показывают современные исследования, высокая «шумовая нагрузка» (акустический дискомфорт) повышает нервное напряжение, снижает творческую активность, производительность труда, является причиной ухудшения сна и физического состояния человека, стимулятором заболеваний сердечно-сосудистой, нервной и пищеварительной систем организма человека. Причины акустического дискомфорта связаны не только с высокими уровнями шума, создаваемьми внешними источниками, но и с недостаточно рациональными приемами планировки и застройки городов, в которых зачастую не учитываются современные гигиенические требования и возможности градостроительной практики,

Для большинства крупных городов необходимость улучшения шумового режима, а также снижения загазованности воздуха особенно остро ощущается в центральных районах, где наблюдается наибольшее скопление населения и автомобилей. Снизить шум на этих территориях методами зонирования либо какими-то другими планировочными методами не представляется возможным, так как градостроительно-планировочные и транспортные структуры этих городов, которые складывалась в течение не одной сотни лет, изменить практически невозможно. В городе Екатеринбурге за последние десять лет значительно возросло количество автомобилей, а, следовательно, и нагрузка на достаточно узкие улицы центрального района города. В настоящее время эквивалентный уровень шума на этих магистралях достигает 80 дБА.

Большой вклад в повышение уровней шума на этих территориях вносит так называемая точечная застройка жилыми многоэтажными зданиями (до 24 этажей). Для строительства этих зданий используются минимально возможные по площади участки земли, иногда для этого сносятся детские площадки, уничтожаются зеленые насаждения. С одной стороны шумовая нагрузка возрастает за счет значительного увеличения частного автомобильного транспорта жильцов этих жилых зданий, а с другой стороны увеличивается количество людей живущих в акустически неблагоприятных условиях, что отрицательно сказывается на состоянии их здоровья.

РАЗМЕЩЕНИЕ ОБЪЕКТОВ ГОРОДСКОЙ ЗАСТРОЙКИ С УЧЕТОМ НЕГАТИВНОГО ШУМОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Захаров Ю.И., Захаров В.Ю., Саньков П.Н.
ГВУЗ "Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры", Днепропетровск, Украина

Один из наиболее существенных негативных итогов практической реализации строительной политики последних десятилетий во многих крупных и крупнейших городах состоит в значительном уменьшении, а вернее, в почти полном исчерпании земельных ресурсов в пределах административно-территориальных границ населенных мест. В таких условиях динамика функционально-пространственного их развития переориентируется и неизбежно выходит на городскую агломерацию. Таким образом, строительство больших жилых комплексов, любых других территориально крупных градостроительных объектов, как правило, оказывается возможным только в пригородных зонах крупных и крупнейших городов.

В Московской области этим фактором в значительной степени обусловлено динамичное развитие таких населенных мест, как Видное, Сходня, Лобня, Щербинка, Коммунарка и многих других. Они, как правило, расположены в 5-50 км от Москвы в экологически чистых и одновременно хорошо промышленно и социально развитых зонах. Наличие и активное использование в этом регионе транспортных, рекреационных, промышленных и других ресурсов, непосредственная близость к Москве, делает в настоящее время такие населенные места очень привлекательными для проживания. Поэтому, сейчас в этих населенных местах активно реализуется программа капитального строительства - расширяется существующая и формируется новая структура системы расселения, ведется реконструк-

ция существующего и создание нового жилищного фонда, элементов городской инфраструктуры.

Все это осуществляется в условиях непосредственной территориальной близости к функциональным объектам внешнего транспорта, размещенным в пригородной зоне и обслуживающим крупные и крупнейшие города. Для Московского региона в первую очередь речь идёт о расположенных в пригородной зоне и активно функционирующих больших аэропортах гражданской авиации – Внуково, Шереметьево, Домодедово, Быково, а также ряда менее крупных. Функциональная деятельность таких объектов оказывает существенное негативное внешнее воздействие на людей, проживающих и находящихся вблизи них, что значительно осложняет проектирование и строительство.

Часто, при проведении оценки градостроительной ситуации, в ходе решения практических вопросов землеотвода, проектирования и строительства новых, а также реконструкции существующих объектов городской застройки, выясняется, что вблизи территорий участков предполагаемого строительства проходят линии движения пассажирских воздушных судов, в зонах ответственности аэропортов гражданской авиации. При этом возводимые объекты городской застройки нередко попадают в зоны действия источников значительного загрязнения окружающей городской среды. Такое положение обусловливает необходимость обязательного учета источников неблагоприятного внешнего воздействия при проектировании и строительстве в пригородных зонах крупных и крупнейших городов, в том числе Москвы и в городах Московской агломерации.

Одним из самых существенных неблагоприятных внешних факторов, оказывающих негативное внешнее воздействие на человека, находящегося в условиях реконструируемой городской среды этих районов, является шумовое загрязнение. Суть проблемы, которая возникает в этой связи, состоит в том, что плотность линий и интенсивность движения воздушных судов в зоне Московской агломерации очень высока. Сохранение и улучшение состояния жилой среды здесь требует проведения специальных экологических обследований районов реконструкции и нового строительства.

Один из наиболее эффективных способов защиты от авиационного шума состоит в правильном установлении местоположения границ санитарно-защитных территориальных разрывов, требуемых для снижения шума до допустимой нормы. При таком положении дел требуется выполнение оценки шумового режима проектируемых и строящихся объектов с учетом шумового загрязнения территорий застройки и в помещениях, размещенных на ней жилых и других зданий с целью обеспечения в них нормы допустимого шума. Размеры таких территориальных разрывов, как правило, столь значительны, что часто не оставляют достаточного места для размещения объектов городской застройки, которые выносятся за пределы Москвы в силу нехватки территориальных ресурсов в её границах.

Решение вопросов о возможности размещения соответствующих объектов защиты вблизи линий движения воздушных судов, как правило, принимается в зависимости от двух основных критериев по следующему алгоритму:

1. Определение пространственного местоположения авиационного источника шума по отношению к объектам защиты, установление его акустических характеристик;

2. Составление прогноза акустического режима защищаемых объектов (для территорий и помещений соответствующих зданий), с учётом норм допустимого шума;

В случае, когда ожидаемые уровни шумового загрязнения в объектах защиты превышают допустимую норму, или в них требуется повышенных акустический комфорт, приведенный выше алгоритм, дополняется ещё двумя этапами:

3. Разработка (при необходимости) перечня и выбор направленности, специальных архитектурно-планировочных, строительно-акустических, конструктивно-технических и других мероприятий, компенсирующих негативное воздействие авиационного шума на людей, проживающих и находящихся в защищаемых объектах;

4. Составление прогноза и проведение оценки акустического режима защищаемых объектов после реализации компенсирующих шум мероприятий с учётом их ожидаемой или фактической акустической эффективности с последующим проведением сравнения полученного результата с допустимой нормой или требуемыми показателями шумового комфорта в объектах защиты.

Практическую реализацию такого подхода можно проиллюстрировать на примере проектируемого жилого дома, размещаемого в городе Сходня Московской области. Вблизи г. Сходня расположен и активно функционирует аэропорт Шереметьево. По территории города проходит железнодорожная магистраль Москва – Санкт - Петербург, линия движения пассажирских воздушных судов, выполняющих подлет и заход на посадку в аэропорт Шереметьево. Наличие этих двух основных источников значительного загрязнения окружающей городской среды обусловливает необходимость их обязательного учета при проектировании и строительстве в г. Сходня.

На первом этапе оценки шумового режима указанного объекта защиты разработана 3D модель реконструируемого жилого района города Сходня. Модель представлена на рис. 1. На модели показано взаимное размещение авиационного и железнодорожного источников шума, находящихся вблизи объекта защиты. На ней также указано место расположения проектируемого 14-17 этажного 6-и секционного монолитно-кирпичного жилого дома, расположенного в северо-западной части реконструируемого жилого микрорайона №2. Жилые помещения квартир этого дома являются защищаемыми объектами.

Шумовой режим реконструируемого жилого микрорайона № 2 г. Сходня обследован методами натурных инструментальных измерений и с применением расчетных методик. Результаты натурных инструментальных измерений использованы в качестве исходных данных для проведения теоретического расчета. С использованием известных соотношений прикладной акустики, с учетом отражений звука от фасадов зданий, его дифракции на поверхностях и поглощения в воздухе, а также поверхностью земли, реализована специальная программа «AcousticLab». С ее помощью выполнена оценка, составлен прогноз и проведена

визуализация шумового режима исследуемых объектов защиты. Оценочные модели представлены на рис. 2 в виде карт звуковых полей соответственно, с учетом раздельного и сочетанного действия авиационного и железнодорожного источников внешнего шума.

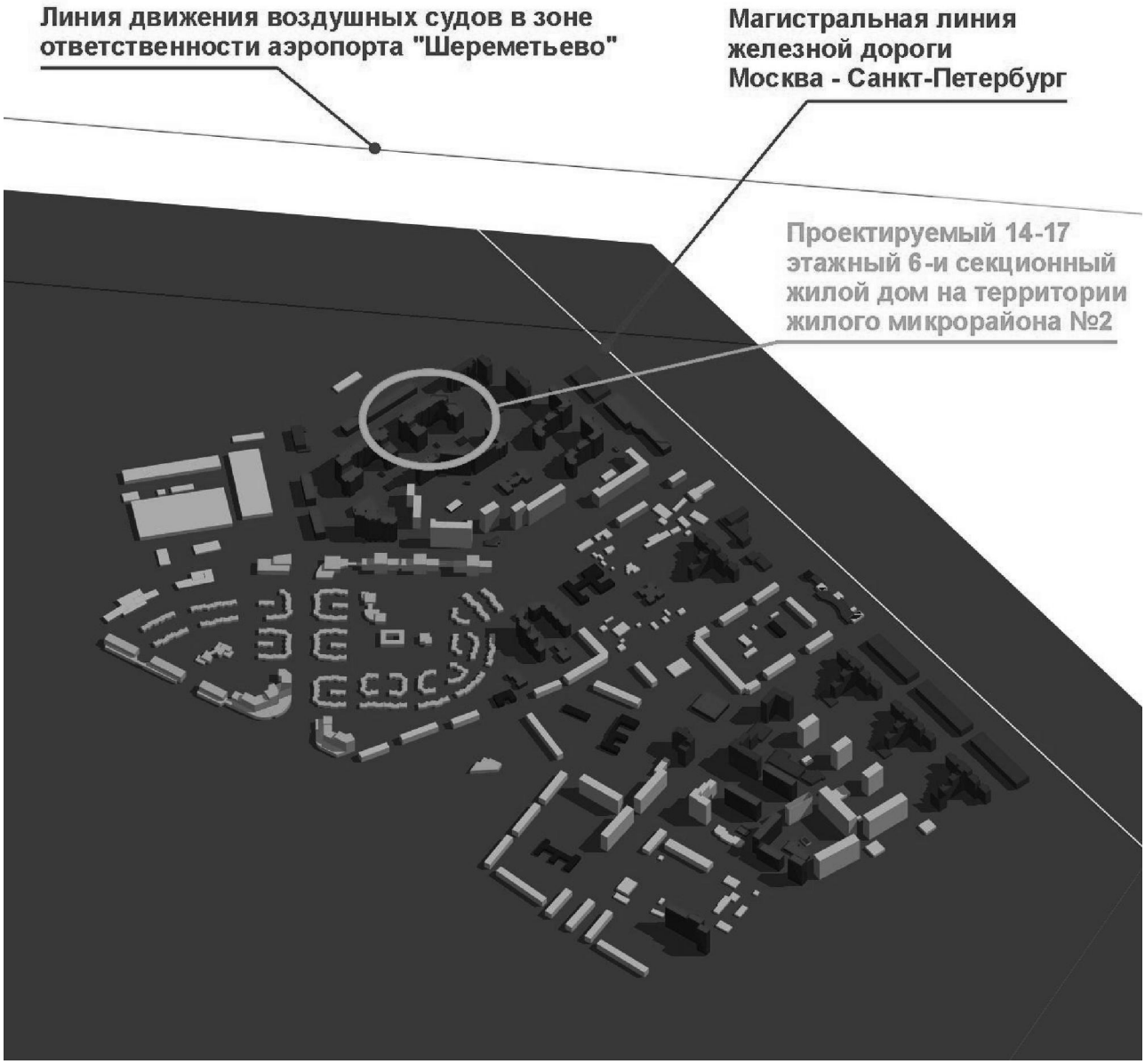


Рис. 1. Схема взаимного размещения авиационного и железнодорожного источников шума, находящихся вблизи объекта защиты – проектируемого 14-17 этажного 6-и секционного жилого дома, расположенного в северо-западной части реконструируемого жилого микрорайона № 2 г. Сходня Химкинского района Московской области

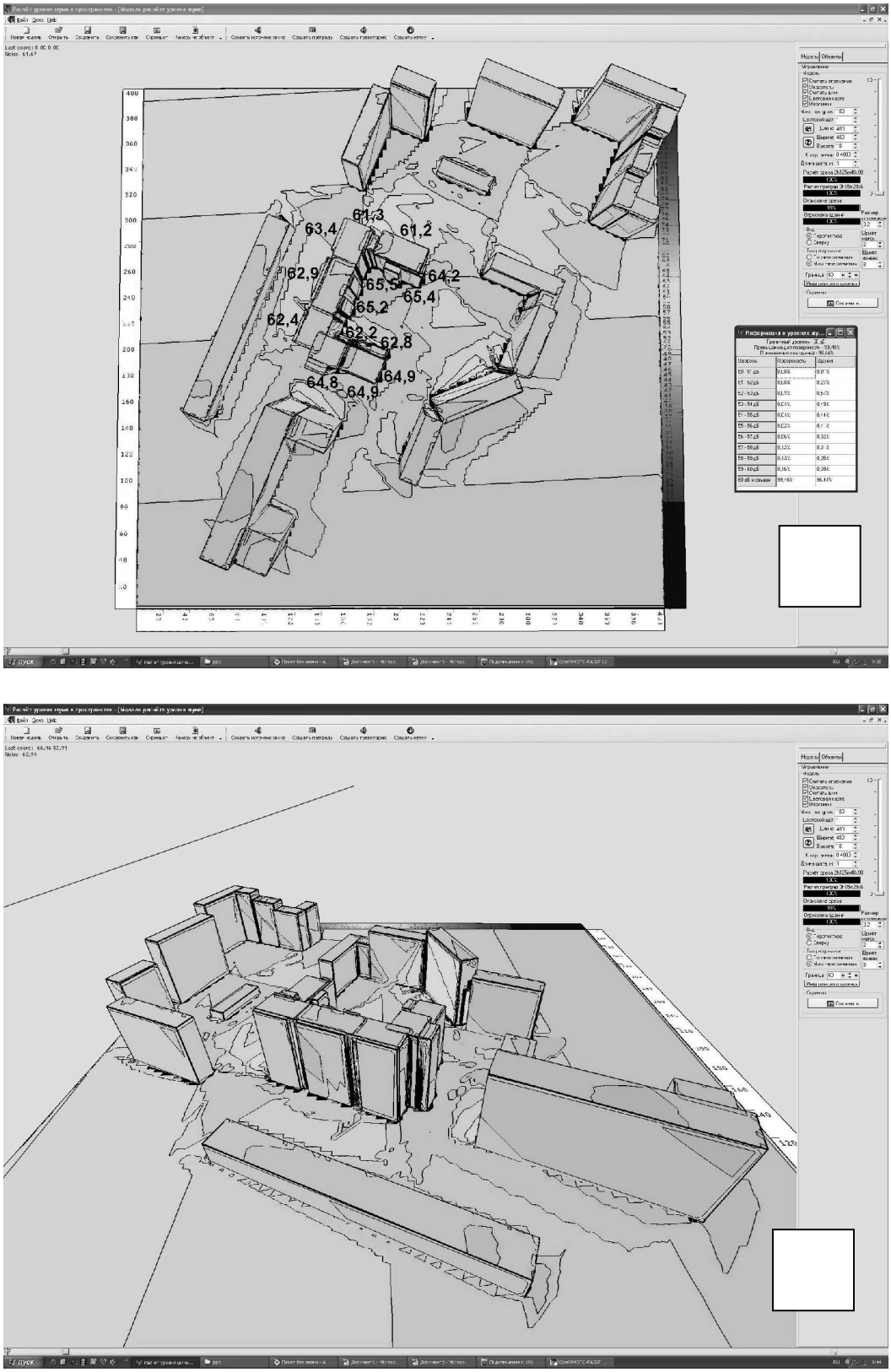


Рис. 2. Оценка шумового режима защищаемых объектов
А. Горизонтальная проекция картины зашумленности фасадов зданий и прилегающей к ним территории на отметке + 1.5 м; **Б.** То же для перспективной проекции картины.

Используя количественные результаты оценки и прогнозирования шумового режима, исследуемых объектов защиты, выполненных в виде карт звуковых полей, определены уровни звука на фасадах защищаемого жилого дома. На последующем этапе, проведен расчет уровней звука в жилых помещениях квартир проектируемого 14-17 этажного 6-и секционного жилого дома, который сравнивался с нормой допустимого шума. Превышение нормативных значений допустимого шума для жилых помещений квартир в исходном варианте проекта дома составило 8 – 12 дБА, что очень существенно. Прогнозируемые превышения допустимых эквивалентных уровней звука в жилых помещениях квартир проектируемого дома представлены на рис. 3.

После сравнения различных вариантов, в качестве основного средства защиты жилых помещений квартир от внешнего шума предложена установка оконных заполнений «скандинавской конструкции» со специальным шумозащитным щелевым клапаном – проветривателем. Ожидаемая расчётная величина акустической эффективности такого конструктивно-технического мероприятия составила 38 – 40 дБА. Конструктивная схема устройства стенового ограждения и установки предложенного оконного заполнения представлена на рис. 4.

Результаты прогнозирования шумового режима, защищаемых жилых помещений квартир дома после реализации предложенного конструктивно-технического мероприятия, представлены на рис. 5. Проведенные расчёты показали, что предложенное мероприятие позволяет добиться нормы допустимого шума для всех жилых помещений квартир проектируемого дома.

Наличие апробированных методик, приборного парка, многолетнего опыта решения практических задач по размещению новых и реконструкции существующих градостроительных объектов, располагаемых в зоне городских агломераций вблизи линий движения воздушных судов и других транспортных источников, позволяет аргументировано решать вопросы землеотвода, выбора и согласования с разрешительными органами участков под новое строительство, добиваться нормы допустимого шума для защищаемых объектов. При этом реализация современных высокотехнологичных средств и методов, компенсирующих действие внешнего шума, хоть и требует значительных дополнительных вложений и затрат, часто является единственным путём отыскания территорий, пригодных для застройки и способствует решению важной практической проблемы обеспечения пригородной зоне должного уровня качества и безопасности жизнедеятельности в крупных и крупнейших городах страны.

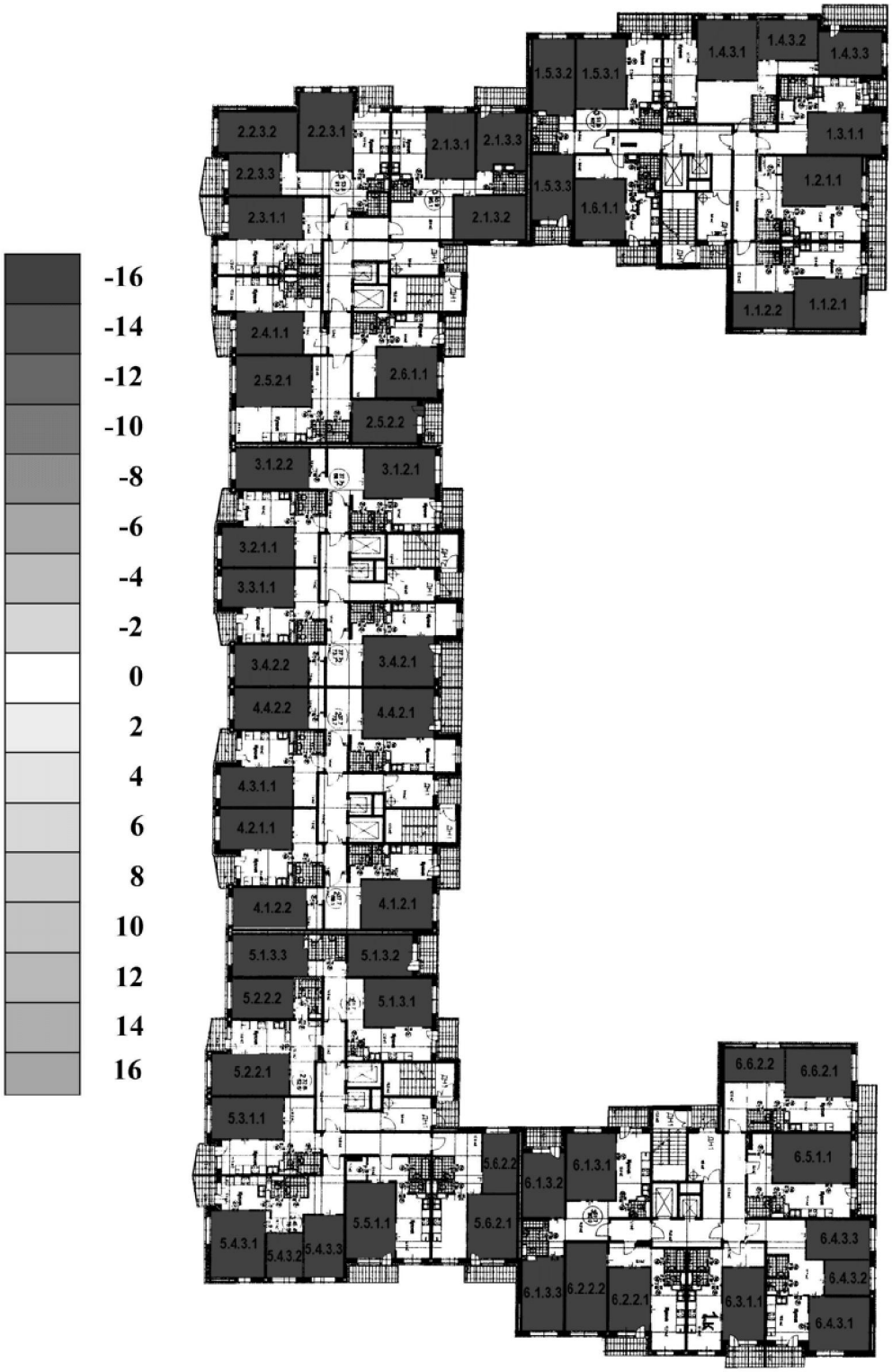


Рис. 3. Прогнозируемые превышения допустимых уровней звука в жилых помещениях квартир проектируемого 14-17 этажного 6-и секционного жилого дома, регламентируемых СН 2.2.4/2.1-96 при совместном действии авиационного и железнодорожного источников в ночное время суток до шумозащиты

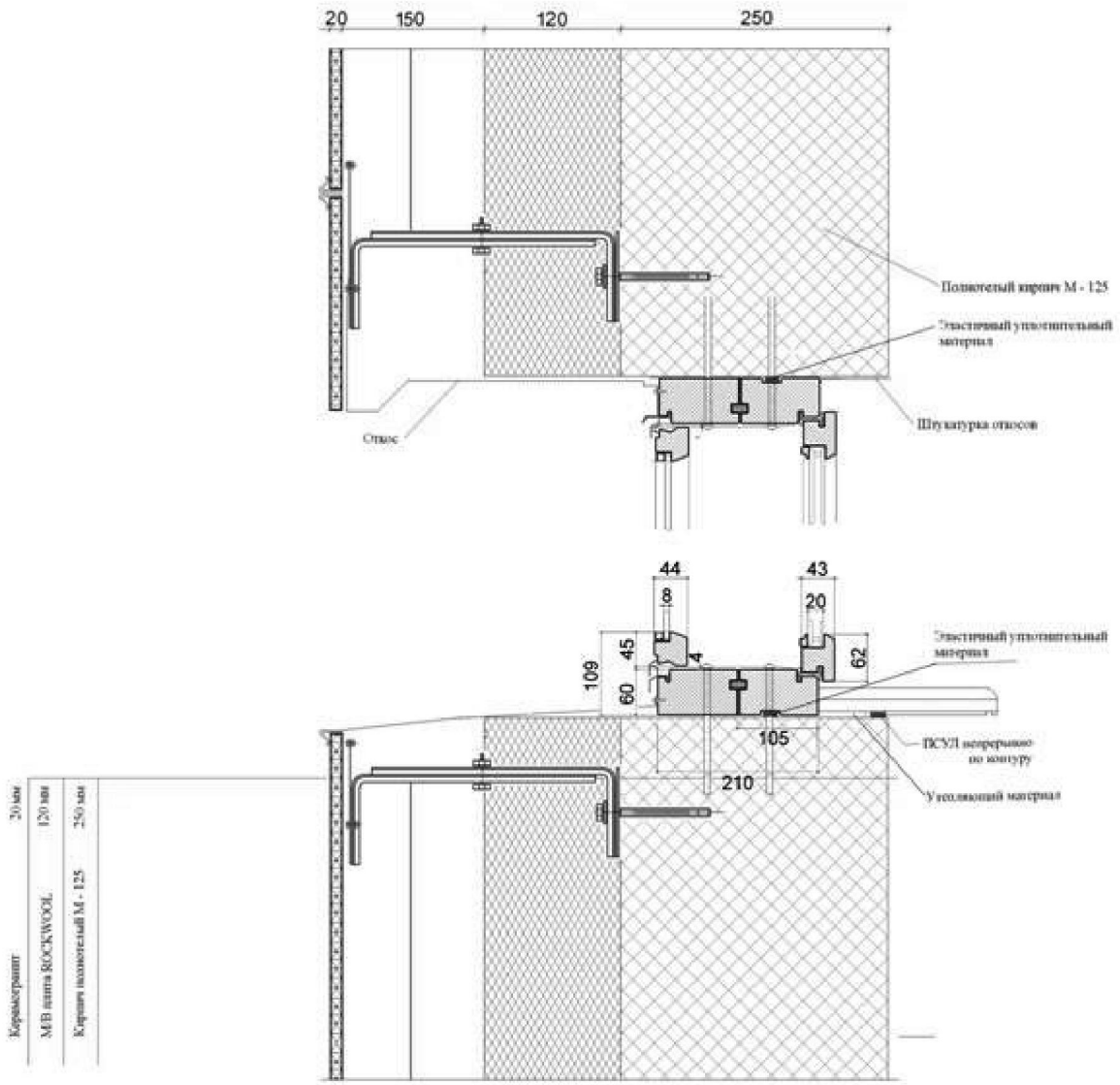


Рис. 4. Конструктивная схема устройства стенового ограждения и установки оконного заполнения «скандинавской конструкции» проектируемого 14-17 этажного 6-и секционного монолитно-кирпичного жилого дома

Рис. 5. Прогнозируемые превышения допустимых уровней звука в жилых помещениях квартир проектируемого 14-17 этажного 6-и секционного жилого дома, регламентируемых СН 2.2.4/2.1-96 при совместном действии авиационного и железнодорожного источников в ночное время суток после шумозащиты

ШУМ ПОРТОВ: ЭМПИРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ШУМООБРАЗОВАНИЯ

Соловей Н.А.
ООО "ЭКОПЛЮС", г. Санкт-Петербург, Россия

Для контроля воздействия строящихся и эксплуатируемых портов на окружающую среду и человека очень важна разработка мероприятий по снижению ожидаемого шума еще на стадии проектирования портов. Однако, для разработки таких мероприятий, необходимо знать состав источников шума находящихся на территории исследуемых портов.

В настоящее время, процесс шумообразования от морских и речных портовых комплексов недостаточно изучен и весьма поверхностно отражён в нормативно-методической и справочной литературе.

Портовые комплексы представляют собой совокупность различных источников шума, которые нестабильно распределены в пространстве и времени, поскольку многие из них нестационарны или временны. Кроме того, шумы от этих источников имеют различные спектральные структуры.

Акустическое воздействие смежных источников шума, обеспечивающих работоспособность портовых комплексов (например, подходные пути автомобильных и железных дорог), в настоящей статье не рассматривается. Во-первых, проблемы нормирования и снижения шума от авто- и железнодорожного транспорта имеют иную специфику, во-вторых, они лучше изучены и достаточно подробно отражены в соответствующей нормативно-методической литературе.

На территории портов располагается множество различных источников шума. Наибольший вклад в результирующую величину шума вносят специфические для портов его источники: перегрузочная техника, рефрижераторные контейнеры и грузовые машины (в том числе тягачи).

В результате анализа различных портовых комплексов удалось выявить следующие основные источники шума, в наибольшей степени определяющие итоговую картину пространственного распределения шума и акустического воздействия на окружающую среду:

- рефрижераторные контейнеры;
- тягачи;
- легковой автотранспорт;
- тепловозы;
- портальные и грейферные портальные краны;
- судо-погрузочные машины;
- участки разгрузки и погрузки железнодорожных вагонов;
- стакеры;

– реклаймеры;
– погрузчики;
– козловые краны и перегружатели.

Также на территории портовых комплексов располагаются источники шума, вклад которых в общую шумовую картину незначителен (однако при расположении таких источников в непосредственной близости к объектам нормирования шума следует их учитывать):

– сети водоснабжения (насосы, котельные, холодильные машины и т.д.);
– сети электроснабжения (обеспечивающие подачу электроэнергии на суда от береговой сети, питание рефрижераторных контейнеров и т.д.);
– системы вентиляции, аспирации и пылеуборки;
– швартующиеся суда и буксиры;
– конвейеры.

По результатам замеров акустических характеристик техники, работающей в портовых комплексах, для составления общей картины по шумообразованию в портах составлена следующая итоговая таблица (таблица №1).

Таблица 1

Акустические характеристики техники, работающей в портах

№ п/п	Наименование техники/оборудования	Эквивалентные уровни звука $L_{A\,экв}$, дБА	Максимальные уровни звука $L_{A\,макс}$, дБА
1	Буксир	62-67	66-73
2	Суда	63-80	72-92
3	Гидроперегружатель	76	-
4	Танкер-бункеровщик	51-54	51-59
5	Микроавтобус	61-77	65-81
6	Фронтальный погрузчик	80	85
7	Самосвал	78-90	83-96
8	Тягач	70-82	81-85
9	Низкорамный портальный контейнерный погрузчик	74	77
10	Рефконтейнер	78-83	79-83
11	Штабелер порожних контейнеров	68-82	78-88
12	Козловой контейнерный кран	72-77	75-91
13	Портальный кран	68-70	74
14	Колесный погрузчик вилочного типа	74-75	79-84
15	Мобильный портовый кран	77-82	87-89
16	Грузовик для транспортировки контейнеров	76	79
17	Ричстакер	83-86	88-89
18	Погрузчик	62-74	73-80
19	Бортовая машина	72	77

Рассмотрим подробнее процессы шумообразования для техники, специфичной для портовых комплексов:

1. Портовый козловой контейнерный кран на пневмоколесном ходу

Кран перегружает контейнер с площадки на портовый тягач.

На рисунке 1 представлена временная зависимость уровня шума в процессе работы портового козлового контейнерного крана.

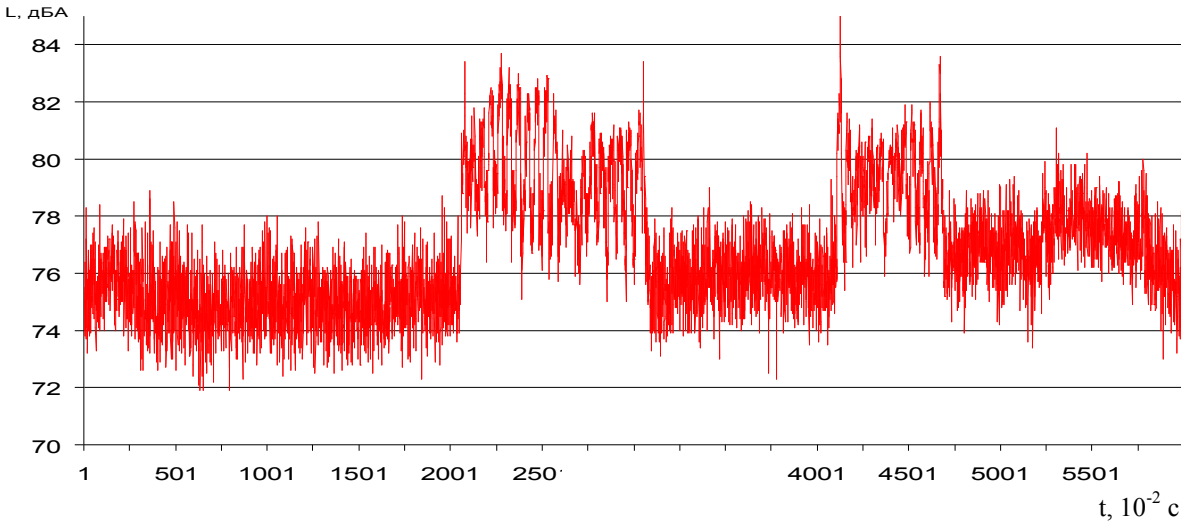


Рис. 1. Динамика уровня шума при работе козлового контейнерного крана на пневмоколесном ходу, где: 20-30 с –- захват контейнера; 41-47 с – отпускание контейнера на тягач

Максимальный уровень звука достигается при захвате контейнера и его отпускании на тягач. На основе проведенных измерений можно принять основным источником шума от козловых кранов моторный отсек (расположенный на максимальной высоте крана), процесс захвата контейнера (на высоте 1- 4 контейнера) и процесс постановки контейнера на тягач (на высоте площадки тягача). Шум от процесса захвата и постановки контейнера возникает вследствие нарушения технологического процесса перегрузки, либо из-за несоответствия квалификации крановщика её уровню, требуемому для данного вида работ. Таким образом, при соблюдении всех требований к процессу перегрузки основным источником шума от козловых кранов является работа двигателя (моторного отсека).

2. Дизельный портовый тягач

Тягач транспортирует контейнер со скоростью 20 км/час.

На рисунке 2 представлена временная зависимость уровня шума при проезде портового тягача.

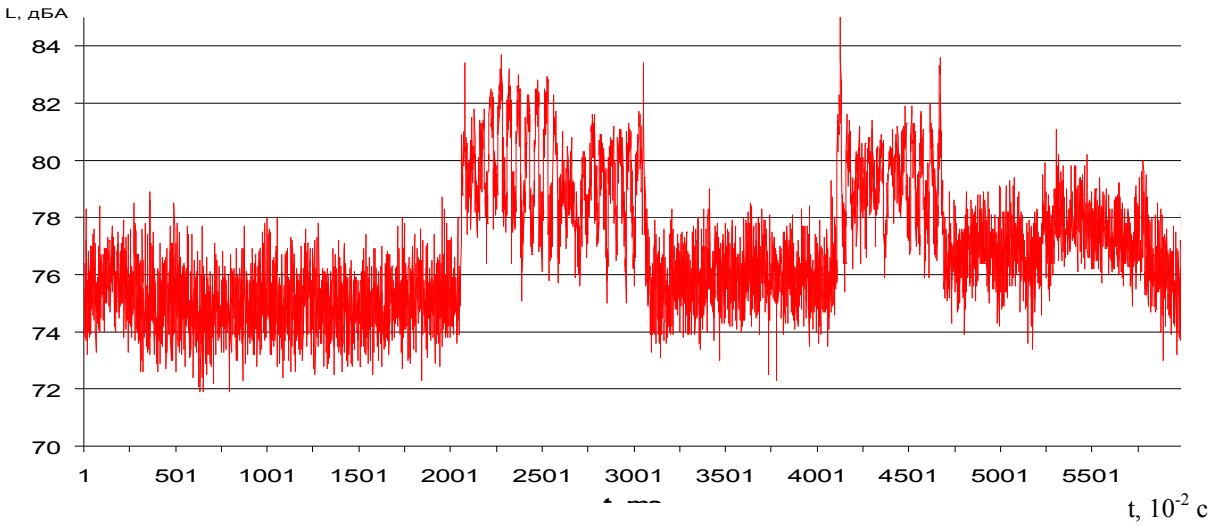


Рис. 2. Динамика уровня шума при проезде портового тягача

Максимальный шум достигается в тот момент, когда тягач проезжает наиболее близко к измерительному прибору. В отличие от обычного движения грузовой техники, перемещение тягачей по территории портовых комплексов осуществляется со значительно меньшей скоростью. Как правило, скорость передвижения техники по терминалам не превышает 20 км/ч. Таким образом, основной вклад во внешнее звуковое поле от тягача создают: работа двигателя и системы выпуска. Остальными источниками шумообразования от тягачей можно пренебречь, т.к. они меньше шума ДВС более чем на 10 дБА [5].

3. Низкорамный портальный контейнерный погрузчик

На рисунке 3 представлена временная зависимость уровня шума при работе погрузчика.

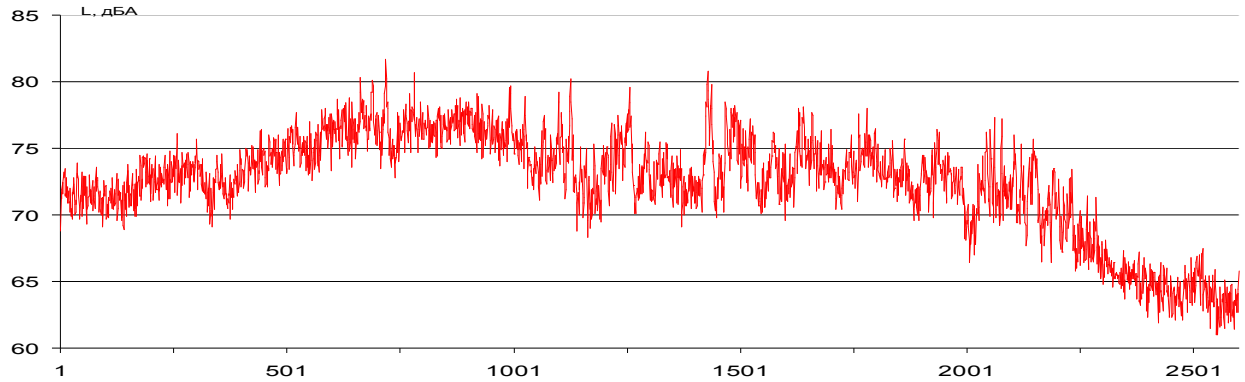


Рис. 3. Динамика уровня шума при работе погрузчика

При транспортировании контейнера со скоростью 20 км/ч во временной ди-

намике не наблюдается отличительных особенностей источника шума. Максимальный шум достигается в тот момент, когда погрузчик работает максимально близко к измерительному прибору. Таким образом, основным источником шума от низкорамного контейнерного погрузчика является двигатель. Как правило, он расположен в верхней части погрузчика. Шумом от шин можно пренебречь, т.к. движение происходит на малых скоростях.

4. 40-футовый рефрижераторный контейнер

На рисунке 4 представлена временная зависимость уровня шума при работе рефрижератора.

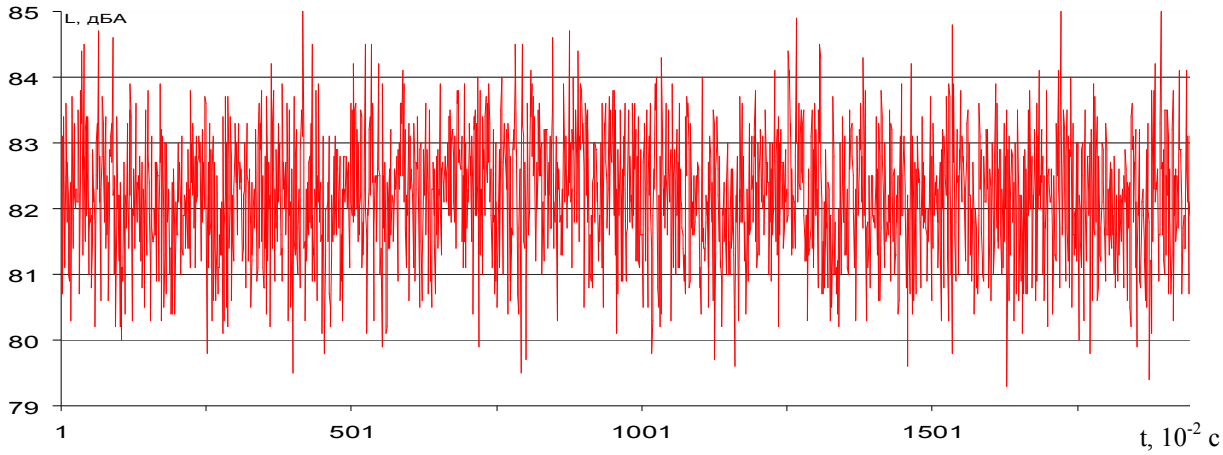


Рис. 4. Динамика уровня шума при работе рефрижератора
Рефрижераторный контейнер является источником постоянного шума.

Как правило, при наличии площадки хранения рефрижераторных контейнеров, она вносит значимый вклад в суммарную составляющую шума от порта из-за большого количества однотипных источников шума. В связи с этим имеет большое значение то, как рефрижераторы ориентированы по отношению к ближайшей селитебной территории. Расположение рефрижераторных контейнеров (и их сторонность) определяется на стадии проектирования, т.к. данные контейнеры должны обеспечиваться энергопитанием. Основным источником шума от рефрижератора является работа холодильного агрегата и вентилятора.

5. Причальный козловой контейнерный кран (перегружатель)

На рисунке 5 представлена временная зависимость уровня шума при работе перегружателя.

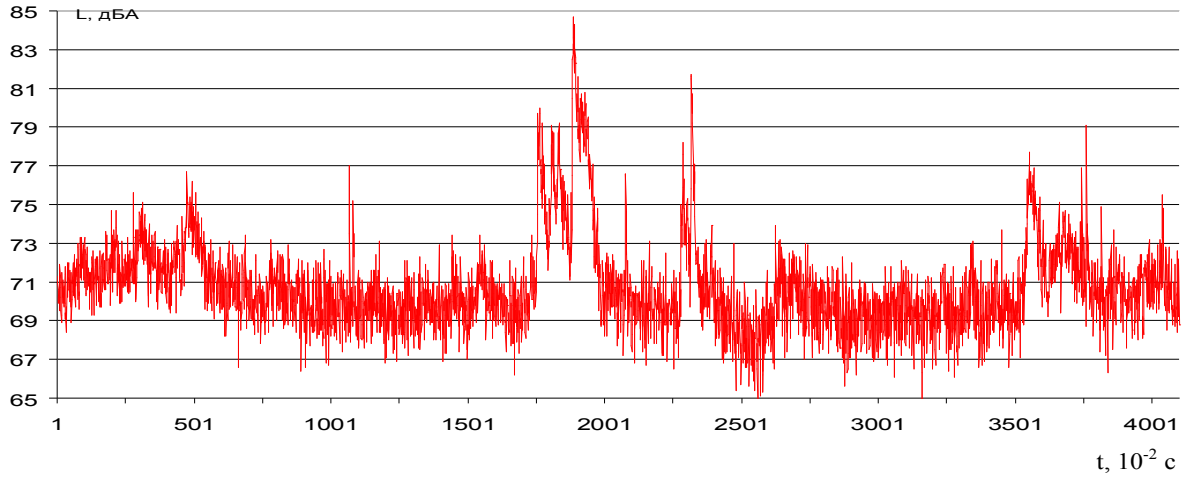


Рис. 5. Динамика уровня шума
при работе козлового контейнерного перегружателя

Максимальный шум достигается при захвате контейнера или его отпускании. Характер шума аналогичен таковому козлового контейнерного крана. Захват и отпускание контейнера происходит на небольших высотах. Основной источник шума, моторный отсек, расположен на большой высоте. Как правило, причальные контейнерные краны могут перемещаться вдоль причальной линии (на пневмоколесном ходу или по железнодорожным рельсам). Данным шумом можно пренебречь, т.к. передвижение происходит на очень маленьких скоростях на небольшие расстояния. Сам же источник шума (шины, рельсы) располагается на поверхности причала.

6. Козловой кран на рельсовом ходу

Кран перемещает контейнеры с железнодорожного состава на площадку временного хранения. Привод – электрический. На рисунке 6 представлена временная зависимость уровня шума при работе крана.

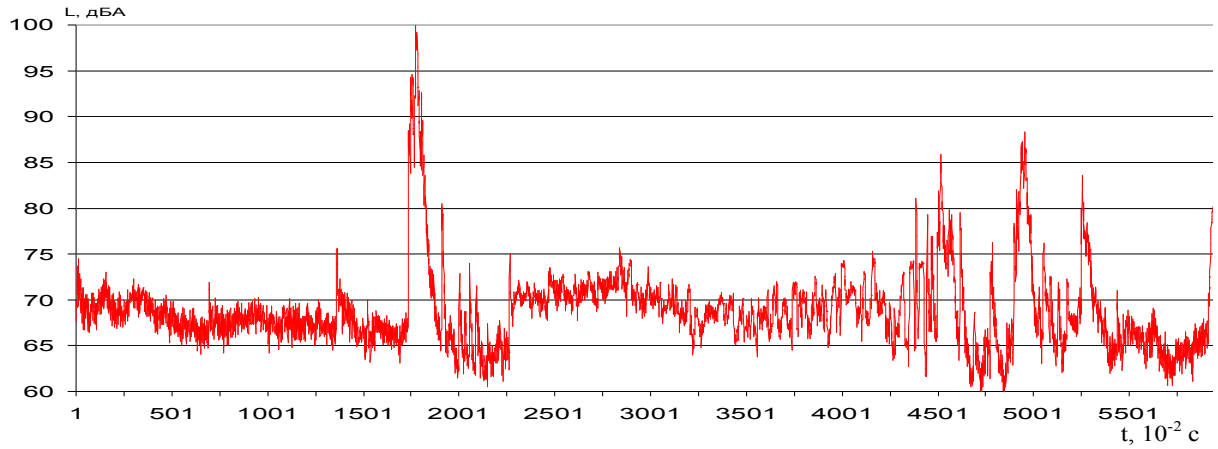


Рис. 6. Динамика уровня шума при работе козлового крана

Максимальный уровень звука достигается при захвате контейнера и его отпускании. Шум от процесса захвата и постановки контейнера возникает вследствие нарушения технологического процесса перегрузки, либо из-за несоответствия квалификации крановщика её уровню, требуемому для данного вида работ. Таким образом, при соблюдении всех требований к процессу перегрузки основным источником шума от козловых кранов на рельсовом ходу является работа двигателя (моторного отсека). Специфика данного вида козловых кранов в том, что они могут работать не только вдоль причальной линии, но и у подъездных железнодорожных путей.

Из диаграмм приведенных на рисунках 1-6 для источников шума, специфичных для портовых комплексов, можно сделать вывод, что на территории портовых комплексов имеются источники постоянного (рефрижераторы) и непостоянного (перегружатели) шума. При условии соблюдения технологических процессов перегрузки, характерный максимум уровня шума, наблюдаемый при захвате и отпускании груза, наблюдаться не будет.

На рисунке 7 представлены спектры шума от рассмотренных выше источников. Представленные уровни звука измерены на различных расстояниях до источника, в связи с чем можно сравнивать только характер спектра.

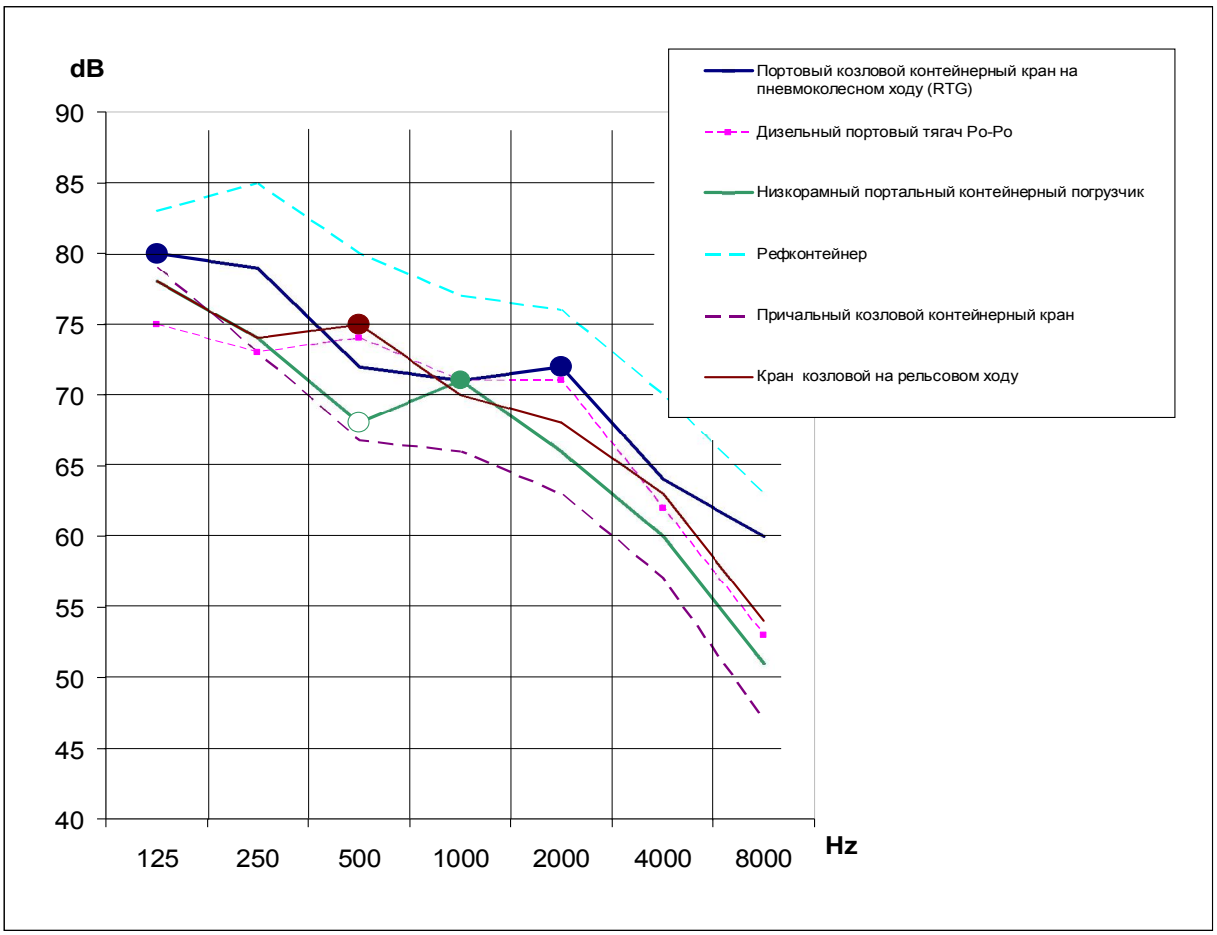


Рис. 7. Зависимость уровней звукового давления
от частоты шума для различных его источников

На рисунке 7 наглядно представлено, что на территории порта могут находиться источники шума, имеющие весьма различные его спектральные картины. Видно, что некоторые источники характеризуются монотонным убыванием уровней звукового давления по мере роста частоты. Другие, напротив, имеют двухвершинный спектр. При этом у разных механизмов одной и той же октаве может соответствовать и максимум, и минимум шума. Причиной этого служат различные источники шумообразования (работа двигателя, моторного отсека, холодильного агрегата, вентилятора, шум от колес, шум от системы выпуска и охлаждения и т.п.)

Итак, для морских и речных портов установлены основные источники шума и определены процессы, заведомо дающие существенный вклад в результирующую шумовую карту порта. Это послужит основой для разработки современной, эффективной методики анализа, прогнозирования, нормирования и выбора мер по снижению шума при проектировании портов.

Литература

1. РД 31.3.05-97 «Нормы технологического проектирования морских портов», М., 1998 г.;
2. СанПиН 4962-89 «Санитарные правила для морских и речных портов»;
3. «Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник», Иванов Н.И., М.: Университетская книга, Логос, 2008;
4. «Сбор и анализ статистической информации о грузопотоках, проходящих по территории Санкт-Петербурга. Заключительный отчёт» – НИИПИ Территориального развития и транспортной инфраструктуры.– СПб., 2006.

ШУМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА И ЕГО ВОЗДЕИСТВИЕ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Гужас Д.
Шяуляйский университет

Введение

Одной из актуальнейших, однако все еще не решенных проблем остается проблема транспортного шума как в Литве, так и в других странах. Если автотранспортный шум в настоящее время приостановлен, то железнодорожный транспортный шум продолжает оставаться одной из важнейших проблем по защите людей и окружающей среды от его воздействия. Чрезмерная зашумленность селитебных территорий и жилой застройки вблизи железнодорожных магистралей вызывает тревогу жителей. В настоящее время железнодорожный транспорт становится одним из основных источников шума в жилой застройке, по которой проходят поезда. Исторически сложилось так, что железнодорожные линии строились вблизи населенных пунктов либо городов. Вокруг остановок поездов выросли большие жилые районы, поэтому железнодорожные ветки зачастую проходят через районы с плотной жилой застройкой. Уровни шума железнодорожного транспорта зависят как от интенсивности и скорости поездов, так и от характеристик поездов, состояния железнодорожных путей и других факторов. Наиболее шумными являются грузовые поезда.

Наше исследование и гигиеническая оценка шумового загрязнения на линиях железной дороги Литовской Республики велись в двух направлениях: исследование шума и опрос населения.

Проблема шума при модернизации литовских железных дорог

Основной целью модернизации литовских железных дорог было увеличение их пропускной способности. Осуществление этой цели было возможно лишь при комплексном решении проблем, а именно: обновлении инфраструктуры дорог, модернизации и обновлении тяговой подвижности составов, повышении уровня управления организацией движения поездов, стремлении добиться от каждого проекта высокой эффективности и своевременного внедрения. В связи с осуществлением этих мероприятий на всех линиях железнодорожного транспорта увеличилась интенсивность движения поездов. Поэтому ставится вопрос о снижении уровня шума на модернизированных литовских железных дорогах. Для решения этих вопросов, предусмотренных проектами, большую помощь оказывают структурные фонды ЕС. Основные приоритеты этих проектов направлены также на повышение комфортности пассажиров и людей, проживающих в местах насыщенных транспортными и технологическими источниками шума и, с другой стороны, на определение прогнозов акустического режима на придорожных защищаемых территориях и в помещениях вокзалов.

Созданы удобные соединения для отправляющихся в Москву и Санкт-Петербург, а также в другие города Литвы с пересадкой в Вильнюсе – в Каунас, Шяуляй и Клайпеду. Поезд Вильнюс–Санкт-Петербург по новому расписанию следует ежедневно. Все больше внимания уделяется обновлению подвижного состава местного пассажирского сообщения. В 2009 г. Была организована новая услуга, т.е. новая линия – сообщение между вильнюсским железнодорожным вокзалом и международным вильнюсским аэропортом. Однако, не смотря на большие удобства такого сообщения, увеличился уровень шума в этом районе. Вильнюсский аэропорт стал единственным аэропортом в странах Прибалтики, имеющим прямое железнодорожное сообщение с железнодорожным вокзалом и центром города. Для удобства пассажиров и уменьшения влияния на них окружающего шума от станции вокзала до поезда, едущего в аэропорт, проложена новая крытая пешеходная тропа, по которой можно безопасно и удобно попасть из терминала аэропорта к поезду. Для перевозки пассажиров по новому маршруту приобретена экологическая и экономная автомотриса 620М, предназначенная для сообщения по коротким расстояниям. Автомотрисы такого типа уже эксплуатируются в других странах Европейского Союза и на Украине. Еще одно новшество – двухэтажные электропоезда.

Первый из них после проведения испытаний с 2008 г. Был введен в эксплуатацию по маршруту Вильнюс–Каунас–Вильнюс. Внедрение на этом маршруте электропоездов дало возможность снизить шум от локомотивов и в салонах пассажиров. Электропоезд управляется одним машинистом, в поезде установлены современные системы обеспечения безопасности движения электропоезда КЛУБ_У и контроля над бдительностью машиниста ТСКМБ.

В поезде оборудовано 318 мест для сидения, а в часы «пик» хватает еще мест для 328 пассажиров в положении стоя. Пассажиры могут пользоваться персональными компьютерами, а система кондиционирования воздуха и снижение шума в вагонах сделают поездку более комфортабельной. Предполагается, что с модернизацией инфраструктуры железных дорог и приобретением пассажирского подвижного состава нового поколения сократится время поездки по важнейшим маршрутам: расстояние между Вильнюсом и Каунасом поезд преодолеет менее чем за час, а между Вильнюсом и Клайпедой – примерно за 3,5 часа.

2010 г. Совет по железнодорожному транспорту в городе Вильнюсе – столице Литовской Республики – поставил перед собой особенно важные и актуальные в нынешних условиях задачи, такие как:

– разработка предложений по повышению эффективности использования грузовых вагонов различной формы собственности в новых условиях;

– совершенствование нормативной правовой базы организации расчетов в международном железнодорожном сообщении;

– установление принципов экономической ответственности;

– уменьшение шума окружающей среды;

– ряд других вопросов, предложенных к обсуждению на данном заседании Совета.

Стремление к решению данных задач свидетельствует о готовности органи-

зации реагировать на изменения в экономической ситуации, а также о своевременности самой организации.

Благодаря совместным усилиям решаются общие задачи по дальнейшему развитию железнодорожной отрасти и превращению ее в подлинный локомотив развития экономики нашего государства.

АО «Lietuvos geležinkeliai» занимает важное место в системе транспортного сектора Литовской Республики. Железнодорожный транспорт Литвы – это успешно функционирующая отрасль хозяйства страны даже в условиях экономического спада, обусловленного глобальным кризисом. АО «Lietuvos geležinkeliai», стремясь создать условия, соответствующие современным требованиям по организации безопасной перевозки пассажиров и грузов, особое внимание уделяет модернизации и развитию инфраструктуры, обновлению подвижного состава, а также внедрению прогрессивных информационных технологий [1].

В процессе модернизации железных дорог будут внедрены акустические экраны, которые должны защищать людей от шума железнодорожного транспорта. С этой целью автором настоящей статьи составлен специальный нормативный технический документ (НТД), в котором указаны требования по внедряемому экрану и правила его монтажа, при экранизации железной дороги по защите людей от вредного воздействия шума

Источники шума на железнодорожном транспорте

Источники шума на железнодорожном транспорте принято классифицировать на:

шум локомотива поезда (тяговый шум);

шум создаваемый вибрациями качения;

шум от ударов колес вагонов в контакте с рельсами;

аэродинамический шум при движении поезда, который зависит от скорости и состава вагонов.

Скорость поезда оказывает значительное влияние на шум создаваемый поездом. Шум локомотива появляется, в основном, на скоростях от 50 до 80 км/час. Шум качения доминирует при больших скоростях от 180 до 320 км/час. На больших скоростях доминирующим является аэродинамический шум.

На рис. 1 представлена зависимость уровней звукового давления (L, дБ) поездов от их скорости. При этом видно, что при различных скоростях шум, создаваемый поездом, отличается. На рис. 2 представлена зависимость доминирующего шума от высоты над уровнем рельсов.

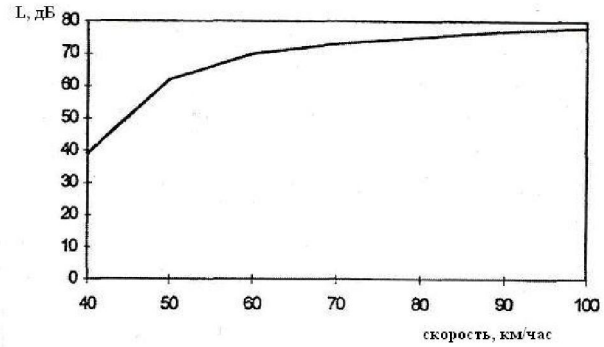


Рис. 1. Уровень шума электрического поезда в зависимости от скорости.

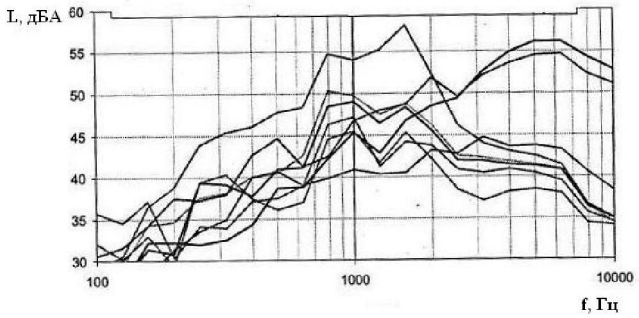


Рис. 2. Измеренные уровни звука на разных частотах на разной высоте при движении поезда со скоростью 30 км/час

При решении вопросов защиты от шума, распостраняемого от поезда и др. объектов надо, конечно, в первую очередь, учитывать воздействие на них ближайших источников шума. Однако при разработке вопросов шумозащиты значительных придорожных территорий и при проектировании дальнейшего развития новых железнодорожных линий или другой новой жилой застройки возникает необходимость иметь шумовые карты, которые давали бы наглядную целостную картину загрязнения местности, где будут проходить поезда и являлись бы источником исходных данных для организации и планирования шумозащиты на местах. Известно, что с помощью только планировочных мер можно уменьшить, и притом значительно, расходы на борьбу с шумом железнодорожного транспорта.

Для составления шумовых карт нам нужна информация об источниках шума с указанием их шумовых характеристик.

Методики расчета шумовых характеристик железнодорожного транспорта

Для расчета шума железнодорожного транспорта, мы применяли модель излучения звука (шума) источника [2,3,4]

В расчетах применяем эквивалентный уровень звукового давления, который используется в случае движения поездов на железнодорожных линиях, которые соответствуют техническим требованиям.

Для таких поездов введены 10 категорий, которые отображены в таблице 1.

Таблица 1

Установленные категории поездов

Категория	**Описание поезда**
1	Пассажирские поезда с колодочными тормозами
2	Пассажирские поезда с дисковыми тормозами
3	Грузовые поезда с колодочными тормозами
4	Грузовые поезда с дисковыми тормозами
5	Дизельные поезда с колодочными тормозами
6	Дизельные поезда с дисковыми тормозами
7	Объездные дороги урбанизованных территорий и скоростные трамваи с дисковыми тормозами (нет в Литве)
8	Пригородные и тому подобные поезда с дисковыми тормозами
9	Скоростные поезда с колодочными и дисковыми тормозами
10	Специальные поезда с большой скоростью

Категории поездов, представленные в таблице, прелиминарно распределены по тяговым системам локомотивов и по системе тормозов. Эти системы, как известно, определяют шум, который излучает поезд и тем самым отражают мощность шума поезда.

Методика определения шумовых характеристик поездов

Предлагаемая методика дает возможность определить шумовые характеристики измерением излучаемого шума данного поезда.

В методике представляется три процедуры, которые предназначены для определения шумовых характеристик для новых категорий поездов и их составов, которые передвигаются по данной железной дороге. Эти процедуры обозначим буквами А, В и С.

Процедура А. В этой процедуре предлагается упрощенная методика по определению шума поезда, если железнодорожное средство принадлежит одной из указанных в 1 таблице категорий.

Эта методика также может быть использована для определенияшумовых характеристик новых локомотивов и вагонов поезда. Эта процедура успешно будет применяться при модернизации железных дорог в Литве и в том случае. Если измерения шума предусмотренного транспорта нельзя измерить.

В процедуре А предусмотрены разделения тяги поездов по определению и системе (дизельные или электрические), а также по системе тормозных конструкций (дисковые или колодковые, или электродинамические).

Процедура В. Эта процедура предназначена для получения данных о транспортных средствах железных дорог, которые соответствуют указанным категориям.

Категория поезда может быть оьозначена так называемой “свободной категорией”. К этой категории может быть отнесены поезда разного типа, если их характеристика излучения шума была определена по определенной методике. Для

этого необходимы данные, которые дали бы возможность определить категорию поезда. Здесь необходимо знать и о разновидностях шума от различных источников, таких как шум от тяги, колес, аэродинамический шум и т.д.

Процедура С. Процедура С позволяет определить шумовые характеристики и вибрацию, которые создаются от конструкции самой дороги (рельсов, баласта под рельсами и т.п.

Методика расчета шума опирается на то, что шумовая характеристика в октавных полосах частот зависит от типа поезда и скорости.

Для проверки расчетов необходимо выполнять определенные измерения в том же самом месте, но при различных скоростях поезда с диапазоном в 20-30 %.

Расчетные данные и измеренные не должны отличаться больше чем на 3 дБ в каждой октаве частотного диапазона.

Если измеренные и расчетные данные шума скоростного поезда отличаются намного (т.е. более чем на 3 дБ), то необходимо выполнить дополнительные повторные исследования, которые уточнили бы характеристики шума от скорости движения поезда.

Модель расчета по излучению шума

Если расчеты выполняются руководствуясь данными излучаемого шума в дБ, то эти значения оределяются таким образом:

$$E = 10 \times \lg\left(\sum_{c=1} y \times 10^{\frac{E_{nr,c}}{10}} + \sum_{c=1} y \times 10^{\frac{E_{r,c}}{10}} \right), \text{ дБ} \qquad (1)$$

$E_{nr,c}$ – значения излучаемого шума для безостановочных поездов. где C - категория поезда:

$E_{r,c}$ – значения излучаемого шума для останавливаемых поездов.

Значения излучаемого шума указанных категорий поездов определяются по такой последовательности:

$$E_{nr,c} = a_c + b_c \cdot \lg v_c + 10 \cdot \lg Q_c + C_{b,c} \qquad (2)$$

$$E_{r,c} = a_{r,c} + b_{r,c} \cdot \lg v_c + 10 \cdot \lg Q_{r,c} + C_{b,c} \qquad (3)$$

Здесь $a_c, b_c, a_{r,c}, b_{r,c}$ – значения энергий излучаемого шума, которые указаны в процедурах.

Если используется процедура II, то для каждой категории поезда при разных высотах источника шума (до 5 метров), энергия излучаемого шума оределяется в интервале каждой частотной октавы.

Фактор излучаемого шума в октавном частотном интервале расчитывается по указанной ниже последовательности:

$$L_{E,i}^{h} = 10 \times \lg\left(\sum_{c=1} n \times 10^{\frac{E_{nb,i,c}^{h}}{10}} + \sum_{c=1} n \times 10^{\frac{E_{br,i,c}^{h}}{10}} \right) \quad (4)$$

n - номер категории поезда данной железной дороги

$E_{nb,i,c}^{h}$ (соответственно $E_{br,i,c}^{h}$) – значения излучаемого шума безостановочного (соответственно останавливаемого) отдельных поездов в каждой категории ($c = 1$ до n) и интервале октавы i при разных высотах h ($h = 0$ м, 0,5 м, 2 м, 5 м – в зависимости от категории поезда) и рассчитывается так:

$$E_{br,i,c}^{h} = a_{br,i,c}^{h} + b_{br,i,c}^{h} \times \log V_{br,c} + 10 \times \log Q_{br,c} + C_{bb,i,m,c} \quad (5)$$

$$E_{nb,i,c}^{h} = a_{i,c}^{h} + b_{i,c}^{h} \times \log V_{c} + 10 \times \log Q_{c} + C_{bb,i,m,c} \quad (6)$$

Здесь:

$a_{i,c}^{h}$ и $b_{i,c}^{h}$ (соответственно $a_{br,i,c}^{h}$ и $b_{br,i,c}^{h}$) – выражение излучаемой звуковой энергии поезда категории C при условиях безостановочного (соответственно останавливаемого) поезда в октавном частотном интервале i на высоте h.

Q_c – число категорий исследуемых безостановочных транспортных средств;

$Q_{br,c}$ –; число категорий исследуемых останавливаемых транспортных средств;

V_c – скорость проезжающих поездов без остановки;

$V_{br,c}$ – скорость останавливаемого поезда;

bb – состояние и вид железной дороги;

m – возможность разделения железнодорожных путей;

$C_{bb,i,m}$ – поправка на неоднородность и неравномерность железнодорожных путей.

Анализ полученных результатов и выводы

Пример приведенных расчетов и измерений уровней звукового давления на разных частотах в дБ приведен на рис. 3. На рисунке можно увидеть, что расчетные данные звукового давления на много (до 10 дБ) отличаются от измеренных, но по 1/3 октавных частотных полос кривые повторяют расчетные и измененные спектры. Полученую разницу расчитанных и измеренных уровней шума можно объяснить объективными причинами. Как например, климатическими условиями и т.п.

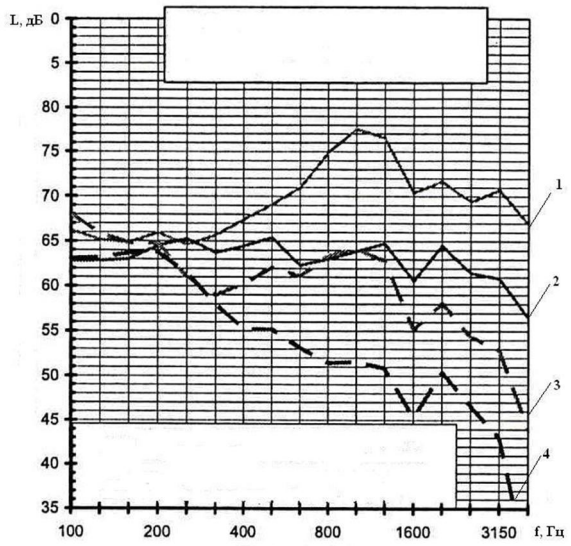


Рис. 3. Спектры уровней звукового давления от поезда
движущего на разной скорости
1 – измеренный при движении со скоростью 80 км/час; 2 – расчитанный при тех же условиях; 3 – измеренный при движении со скоростью 40 км/час;
4 – расчитанный при тех же условиях;

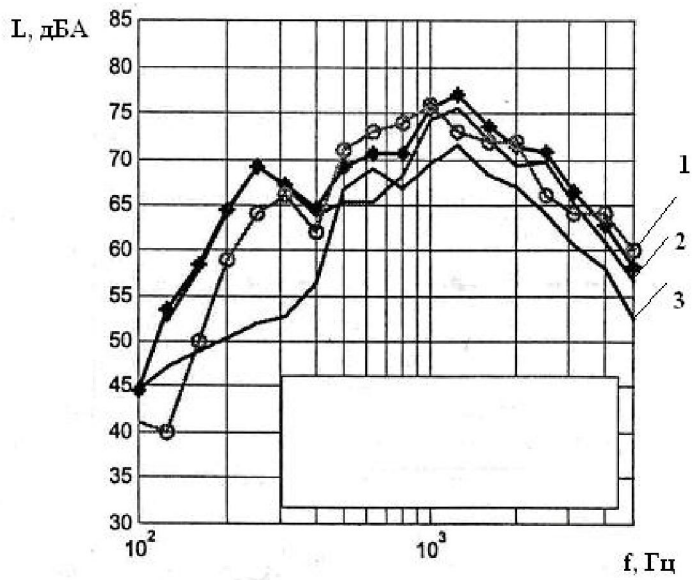


Рис. 4. Измеренные (1) и расчетные (2, 3) уровни шума
при движении поезда 60 км/час

На рис. 4 представлены характеристики шумов поезда, где видно, что измевенные и расчетные кривые более точно совпадают.

На рис. 2 показаны спектры уровней шума в дБ от дизельных локомотивов измеренных на различной высоте.

В приведенных шумовых характеристиках (рис. 3 и 4) видно, что измеренные данные шума не всегда соответствуют средним значениям излучаемого шума в окружающую среду.

Мы измеряли уровни звукового давления от движущегося поезда. На рис. 5 показано место измерения уровня шума проходящих поездов.

Рис. 5. Место измерения уровня шума проходящих поездов

На рис. 6 показаны отъезжающие и подъезжающие поезда от измерительной точки.

Рис. 6. Отъезжающие и подъезжающие поезда от измерительной точки

Шум проходящего грузового поезда показан на рис. 7.

Рис. 7. Измеренный шум грузового поезда, который был показан на рис. 6

На рис. 8 представлен график измеренного уровня звукового давления пассажирского скоростного поезда в течении 100 секунд. Из графика можно утверждать, что максимальный уровень шума создается аэродинамическими процессами при движении поезда на большой скорости.

Рис. 8. Измеренный шум пассажирского поезда, который был показан на рис. 6

Приведенные примеры измеренных и расчетных уровней шума различных поездов свидетельствуют, что шум железнодорожного транспорта сильно влияет на окружающую среду и на людей прживающих вблизи железнодорожной магистрали.

Мы пытались убедиться насколько это беспокоит людей, проживающих рядом с железной дорогой. Опрос был сделан по специальной методике. В опросе учавствовали респонденты в возрасте от 20 до 70 лет. Большинство опрошенных (50–70 %) жаловались на влияние шума на их здоровье. 70 % опрошенных жаловались на вибрацию от проходящих поездов, а также подачу звуковых сигналов.

Для снижения шума от железнодорожного транспорта и для снижения отрицательного воздействия на на окружающую среду и людей необходимо применять всевозможные методы и средства.

Литература

1. С. Дайлитка. Обзор модернизации литовских железных дорог. Доклад на пятидесят третьем заседании совета по железнодорожному транспорту.
2. Рекомендации по методам измерения шума железнодорожного подвижного состава. Разработано комиссией ОСЖВ г. Варшава. 2007.
3. Gužas D., Tričys V. Application of noise reduction equipment in the modernization of the EU railway development. ICA 2010. 20th International Congress on Acoustics. 23-27 August 2010 Sydney, Australia: Abstracts. p.247.
4. Gužas D., Tričys V. Noise in European Railway under Modernization and its Reduction. Journal of Vibroengineering. 2010, Vol. 12, no. 4. ISSN 1392-8716 p. 649-656.
5. Gužas D., Tričys V. Application of Noise Reduction Equipment in the Modernization of the EU Railway Development. ICA 2010. Proceeding of 20th International Congress on Acoustics. 23-27 August 2010, Sydney, Australia [elektroninis išteklius] p.[1-6].
6. Gužas D., Pivrikas V. Noise of railway transport and its impact on the environment. ICA 2010. 20th International Congress on Acoustics. 23-27 August 2010 Sydney, Australia: Abstracts. p.247.
7. Gužas D. The Dynamic Effect of the Moving Trains on the Railroad Rails and Propagation of Excited Vibrations. Journal of Vibroengineering. 2010, Vol. 12, no. 4. ISSN 1392-8716 p. 642-648.
8. Gužas D. Воздействие низкочастотных вибраций и шума на окружающую среду, II Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием. “Защита населения от повышенн p. 628-638.
9. Gužas D. The Science of Acoustics and The History of Development of Lithuania’s Acoustics.. 2nd International Jubilee Conference Baltic – Acoustic 2009, 17-19 June, 2009 Vilnius: Programme And Abstracts. ISBN 9786099509907 p.31-32.
10. Gužas D. Noise in Lithuanian Railway Transport and its Decreasing Possibilities. 2nd International Jubilee Conference Baltic – Acoustic 2009, 17-19 June,

2009 Vilnius: Programme And Abstracts. ISBN 9786099509907 p.37.
11. Gužas D., Viršilas R. Harmful Impact Of Infrasound On Nature And Human Being. 2nd International Jubilee Conference Baltic – Acoustic 2009, 17-19 June, 2009 Vilnius: Programme And Abstracts. ISBN 9786099509907 p.38.
12. Gužas D., Viršilas R., Infrasound hazards for the environment and the ways of protection. Ultragarsas = Ultrasound / Kauno technologijos universitetas. Vol.64, No.3(2009). ISSN 1392-2114 p. 34-37.
13. Gužas D. Noise Propagated by Transport and Application of Most Sophisticated Means for Noise Abatement in Transport Noise Reduction. Vibroengineering 2009: 8th International Conference Proceedings, September 16-18, 2009, Klaipeda University, Lithuania ISSN 1822-1262 p. 52-55.
14. Gužas D. Sound insulation of multi-layer cylindrical structure. Ultragarsas = Ultrasound / Kauno technologijos universitetas. Vol.62, No.4(2007). ISSN 1392-2114 p. 39-41.
15. Gužas D. Damping of small Elektronics Equipment vibrations. Journal of Vibroengineering. 2008, Vol.10, No.3. ISSN 1392-8716 p. 411-417.
16. Gužas D. Excitation of Low-freguency Vibrations and their Propagation. Journal of Vibroengineering. 2008, Vol.11, No.4. ISSN 1392-8716 p. 593-597.
17. Gužas D., Klimas R., Tričys V. Acoustic screen structures and their properties for noise and vibration reduction. 2nd International Conference Mechatronic systems and materials, MSM ’2006: abstracts, 31 August - 3 September 2006, Cracow, Poland / Department of Mechanics and Machine Design from Centre of Struc p. 32.
18. Gužas D., Klimas R., Tričys V., Screen Use Possibilities Protection from Transport Noise and Prospects of Their Improvement. 19th International Congress on Acoustics " Acoustics

УЧЕТ НАЗЕМНЫХ ПЕРЕДВИЖНЫХ И ВОЗДУШНЫХ ИСТОЧНИКОВ ШУМА ПРИ УСТАНОВЛЕНИИ РЕЖИМА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИАЭРОДРОМНОЙ ТЕРРИТОРИИ

Картышев О.А.
ФГУП ГосНИИ ГА, г. Москва, Россия

В соответствии с СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 [1] размер санитарно-защитной зоны аэропортов, аэродромов, вертодромов устанавливается в каждом конкретном случае на основании расчетов рассеивания загрязнения в атмосферном воздухе и физического воздействия на атмосферный воздух (шум, электромагнитные поля (ЭМП) и др.), результатов натурных исследований (наблюдений) и измерений в контрольных точках. Вдоль маршрутов полета в зоне взлета и посадки воздушных судов (ВС) устанавливаются границы требуемой зоны, фиксирующей расстояние от проекции на поверхность земли установленной траектории движущегося источника химического и физического воздействия – воздушного судна, уменьшающее эти воздействия до требований, установленных гигиеническими нормативами (далее – санитарный разрыв). Величина санитарного разрыва устанавливается исходя из наихудшего возможного сценария штатного использования мощностей аэропорта, аэродрома, вертодрома.

Режим использования приаэродромной территории, находящейся в зоне повышенного шумового воздействия, устанавливается в соответствии с допустимыми значениями уровней шума, определяющими степень пригодности территории в окрестности аэропортов к жилой застройке и другим видам ее использования с учетом возможности обеспечения допустимых уровней звука внутри помещений согласно требованиям СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [2].

На основании работы [3] ФГУП ГосНИИ ГА подготовлен проект СанПиН «Санитарно-защитные зоны аэропортов, аэродромов, вертодромов», в котором предлагается ввести нормативы допустимых значений уровней звука на установить следующие зоны воздействия авиационного шума, определяющие функциональное назначение и степень пригодности приаэродромной территории к застройке:

– зона «А» – зона застройки без ограничений – территория, в пределах которой соблюдаются санитарные нормы допустимых уровней шума для всех имеющихся на ней объектов защиты, как на текущий момент времени, так и на расчетную перспективу;

– зона «Б» – зона ограничения (регулирования) застройки – территория, в пределах которой существуют условия, позволяющие за счет реализации специальных компенсирующих мероприятий достичь соблюдения санитарных норм до-

пустимых уровней шума для людей, находящихся на жилых территориях, в общественно-деловых и рекреационных зонах, в местах массового отдыха населения, на территориях размещения лечебно-профилактических учреждений и площадках детских дошкольных учреждений, школ и других учебных заведений;

– зона «В» – зона запрещения застройки – территория, в пределах которой отсутствуют условия, позволяющие достичь соблюдения санитарных норм допустимых уровней шума для всех имеющихся на ней объектов защиты, как на текущий момент времени, так и на расчетную перспективу. В границах зоны запрещено новое жилищное и другое социально-значимое строительство и реконструкция существующей жилой и другой застройки. В случае, если для защиты существующей застройки могут быть реализованы компенсирующие шумозащитные мероприятия в зависимости от уровней наблюдаемого или ожидаемого шума и их требуемой акустической эффективности, то в пределах зоны запрещения застройки при реконструкции существующих объектов допустима ее детальная градация (функциональное зонирование);

– зона «Г» – санитарный разрыв – территория, имеющая статус санитарно-защитной зоны аэропортов, аэродромов, вертодромов. Критерием для определения размера санитарного разрыва является не превышение на ее внешней границе и за ее пределами предельно допустимых уровней авиационного шума. Зона «Г» включается в состав суммарной СЗЗ аэропортов, аэродромов, вертодромов.

Границы зон «В» и «Г» в обязательном порядке подтверждаются результатами измерений уровней шума.

Допустимые значения корректированных эквивалентных уровней звука $L_{Аэкв}$ на приаэродромной территории приведены в таблице 1.

Таблица 1

Допустимые значения корректированных эквивалентных уровней звука $L_{Аэкв}$ на приаэродромной территории

Время суток	**Допустимые уровни звука, $L_{Аэкв}$, дБА**			
	Зона «А»	**Зона «Б»**	**Зона «В»**	**Зона «Г»**
День	55	56 - 60	61 - 65	> 65
Ночь	45	46 - 50	51 - 55	> 55

Допустимые значения максимального уровня звука L_{Amax} на приаэродромной территории приведены в таблице 2.

Таблица 2

Допустимые значения максимального уровня звука L_{Amax} на приаэродромной территории

Время суток	**Допустимые уровни звука, L_{Amax}, дБА**		
	Зона «А»	**Зона «Б»**	**Зона «В»**
День	70	71 - 85	> 85
Ночь	60	61 – 80	> 80

Для внеклассных аэропортов и аэропортов I класса допускается превышение приведенных в таблице 1 уровней звука $L_{Аэкв}$ на 5 дБА в ночное время суток при установлении зон «Г», «В» и верхнего значения зоны «Б».

Границы зон шумового воздействия «А», «Б», «В», «Г» при полетах воздушных судов – источников воздушного шума - устанавливаются по акустическим показателям, приведенным в таблице 1.

Данный подход позволит в дальнейшем осуществить в нашей стране существующую мировую практику для решения задач зонирования посредством использования суточного критерий шума, например, в виде L_{dn}, который рекомендуется ИКАО [4]. В этом случае, расчетный вариант оценки шумовой обстановки выполняется для одного временного периода – суток, но с разделением на несколько интервалов – день, ночь (то есть, в случае аэропорта, интенсивность полетов должна быть разделена на два интервала), что позволит в дальнейшем решить проблему шумового баланса территории через введение квотирования шумовой нагрузки по различным временам суток.

Границы зон шумового воздействия при полетах вертолетов и контуры зон шумового воздействия для наземных источников авиационного шума устанавливаются по акустическим показателям, приведенным в таблице 2.

К наземным передвижным и стационарным источникам шума, подлежащим учету, относятся источники авиационного шума в пределах аэродрома (вертодрома, вертолетной площадки) при запуске, реверсе (снятии винтов с упора) и руление ВС, при висении и перемещении вертолетов, при опробовании двигателей ВС, при работе тепловых и ветровых машин, оборудованных авиационными двигателями; а также другие источники, нормируемые согласно требованиям [2]: уличная громкоговорящая связь и подъездной железнодорожный транспорт.

Для аэропортов, аэродромов, вертодромов со среднегодовым количеством менее 1100 самолето-вылетов границы зон шумового воздействия («А», «Б», «В») при полетах ВС устанавливаются по акустическим показателям, приведенным в таблице 2.

Территориальное и функциональное зонирование приаэродромной территории, расположенной вне границ суммарной СЗЗ, может быть выполнено с учетом акустических показателей, приведенных в таблицах 1 и 2.

Существующая мировая практика показывает, что для решения задач зонирования достаточно использовать суточный критерий шума, например, в виде L_{dn}, который рекомендуется ИКАО [4] или в виде L_{den}, который рекомендуется директивой ЕС [5]. В этом случае, расчетный вариант оценки шумовой обстановки выполняется для одного временного периода – суток, но с разделением на несколько интервалов – день, ночь или день, вечер, ночь (то есть, в случае аэропорта, интенсивность полетов должна быть разделена на два или три указанных интервала), что позволит в дальнейшем решить проблему шумового баланса территории через введение квотирования шумовой нагрузки по различным временам суток.

Литература

1. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов». Новая редакция (введена в действие с 01.03.2008г., с изменениями №1 утв. 10.04.2008г. и изменениями №2 утв. 06.10.2009г., изменениями №3 утв. 09.09.2010г.).
2. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».
3. «Разработка методического указания о порядке зонирования и регламентации ограничения застройки в районе аэропортов Московского авиаузла из условий авиационного шума»: Москва, 2010, Отчет о НИОКР// Номер гос. регистрации 01201062324 – 177 с..
4. Руководство по проектированию аэропортов. Ч.2: Использование земельных участков и контроль над окружающей средой. – Монреаль: ИКАО, Doc.9184-AN/902/2, изд.3, 2005.
5. Directive 2002/49/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 Relating to the Assessment and Management of Environmental Noise (Директива 2002/49/ЕС Европейского парламента и Совета Европы от 25 июня 2002 года по оценке и регулированию шума окружающей среды), 2002.

ПОСТРОЕНИЕ И СОГЛАСОВАНИЕ ШУМОВЫХ ЗОН АЭРОПОРТОВ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Тимко О.С.
ЗАО «Центр экологической безопасности гражданской авиации»

Существующее на сегодня положение по определению и утверждению санитарно-защитных зон (СЗЗ) аэропортов гражданской авиации, в составе которых вдоль маршрутов полета в зоне взлета и посадки воздушных судов (ВС) устанавливаются санитарные разрывы по фактору воздействия авиационного шума, имеет ряд затруднений как при разработке проектных материалов, так и при проведении их экспертизы и согласования.

Новой редакцией СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 [1], вступившей в силу с 1 марта 2008 года, было введено понятие «санитарный разрыв», расстояние до границ которого от проекции на поверхность земли установленной траектории движущегося источника химического и физического воздействия – воздушного судна, уменьшает эти воздействия до требований, установленных гигиеническими нормативами. На основании проведенных расчетных и экспериментальных исследований установлено, что основным фактором, закладывающим максимальный размер санитарных разрывов аэропортов и других авиапредприятий, является авиационный шум.

Одной из самых главных проблем при расчете, построении и утверждении шумовой зоны аэропорта является отсутствие в РФ полноценной методической базы по расчету шума от самолетов и вертолетов, адаптированной к характеристикам современных ВС. В настоящее время при проведении расчетов Роспотребнадзором рекомендованы к использованию [2]. Этот документ [2] морально устарел, не содержит характеристик ВС, эксплуатируемых сейчас и планируемых в ближайшем будущем, и рассчитанные по [2] шумовые показатели (контуры авиационного шума) заведомо превышают реальную шумовую обстановку. Поэтому специалистами совершаются попытки использования результатов сертификационных и специальных натурных измерений авиационного шума, а также других известных методик расчета. Сразу понятно, что, не имея под собой законодательно утвержденной методической базы, такие расчеты с большой опаской и непониманием «забраковываются» экспертами ФГУЗ Роспотребнадзора и других инстанций, проводящих экологическую экспертизу.

Отсутствуют однозначные нормативы предельно допустимых уровней авиационного шума: существующая нормативная база до сих пор носит двойной ха-

рактер, и органы Роспотребнадзора требуют построение нормируемых шумовых зон как по ГОСТ 22283-88 [3] и базирующимся на нем [2], так и по СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [4]. Причем, значения требуемых уровней звука на территории жилой застройки по [4] жестче на 10-15 дБА, чем нормируемые значения по [2] и [3].

К примеру, по результатам расчетов были построены шумовые зоны в районе аэродрома Внуково, нормируемые по максимальным уровням звука в ночное время суток по [2] $L_{Amax} = 80 дБА$ (площадью 71,58 км^2) и по [4] $L_{Amax} = 60 дБА$ (площадью 1356,75 км^2). Шумовые зоны отличаются в 19 раз. Расчеты также были выполнены и с учетом удлинения одной из взлетно-посадочных полос (ВПП) на 800 м в западном направлении и показали улучшение шумовой обстановки и высвобождение в восточном направлении территории зашумления по контуру $L_{Amax} = 80 дБА$ площадью 67,23 км^2 и по контуру $L_{Amax} = 60 дБА$ площадью 1353,41 км^2 за счет большего набора высоты над территорией при производстве взлета ВС от удлиненного порога ВПП.

Несмотря на введение понятия «санитарный разрыв» для аэропортов, в законодательстве отсутствуют четкие требования к функциональному назначению территории внутри санитарных разрывов, а судя по расчетам и результатам натурных измерений авиационного шума на местности – территории, попадающие в санитарные разрывы, колоссальны.

Наличие повышенных уровней звука на территории уже сложившейся жилой и другой нормируемой застройки, а также на территории, планируемой под размещение нового строительства, с одной стороны, накладывает огромную ответственность на аэропорты и авиакомпании, как на источники авиационного шума, но с другой стороны, требует принятия комплексных решений при территориальном планировании от муниципальных органов управления и власти, органов архитектуры и градостроительства, согласующих проекты планировки, органов Роспотребнадзора и др.

Сегодня согласующие инстанции требуют от аэропортов разработку проектов СЗЗ и санитарных разрывов, не утверждая последние, параллельно согласуют отвод земли под строительство в приаэродромной зоне без согласования с аэропортом и без предъявления повышенных требований к застройщику по обеспечению благоприятных условий проживания от воздействия авиационного шума на территорию, хотя это требуется воздушным законодательством ([5] и [6]).

По данным причинам до сих пор не согласованы разработанные проекты санитарно-защитных зон и не установлены границы санитарных разрывов аэропортов Внуково, Шереметьево, Остафьево, Уфа, Омск и др. Например, по аэропортам Ухта, Печора, Омск, Остафьево были получены положительные заключения по соответствующим субъектам РФ – от ФГУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии» и Управлений Роспотребнадзора при прохождении экспертизы проектов СЗЗ, но до сих пор ни для одного аэропорта не принято полноценное решение о согласовании проектов СЗЗ Федеральной службой Роспотребнадзора. По аэропорту Внуково Управлением Роспотребнадзора по г. Москве долгое время не может быть принято решение на основании какого документа ([2], [3], [4]) установить санитарный

разрыв и какие требования предъявить к режиму использования приаэродромной территории. Понятно, что такое «недоведение дела до конца» невыгодно как аэропорту, так и проектировщику.

Также не может быть выполнено требование [1] по проведению оценки риска для здоровья населения из условий акустического воздействия из-за отсутствия в РФ таковой расчетной методики. Этот факт также останавливает экспертные организации в принятии окончательного решения по режимности использования санитарных разрывов по фактору воздействия авиационного шума – непонятно, как реагирует организм человека на воздействие авиационного шума различных уровней и интенсивности. В этой связи следует обратить внимание на результаты исследований проведенные в 2009 году ФГУП ГосНИИ ГА совместно с ФГУН «Федеральный научный центр медико-профилактических технологий управления рисками здоровью населения» Роспотребнадзора (г. Пермь), по которым было установлено, что: «...в целом, заболеваемость на объектах исследования г. Перми, подвергающихся воздействию авиационного шума и расположенных вне зон воздействия, однозначно не показывает явного различия и коррелируется с общегородской заболеваемостью» [7].

По имеющемуся у ЗАО «ЦЭБ ГА» опыту проектирования (17 аэропортов), грамотный расчет шумовых зон осуществляется как на настоящий период времени, так и с учетом перспективного развития аэропортов, включая изменение интенсивности полетов и состава парка эксплуатируемых ВС, удлинение и строительство новых ВПП. Также при расчетах проектировщиками учитывается возможность осуществления аэропортом мероприятий по снижению авиационного шума – эксплуатационных (требования к производству взлета и посадки ВС), организационных (составление расписания полетов исходя из шумовых характеристик ВС и времени суток) и планировочно-строительных (установка шумозащитных экранов, оборудование специальных площадок для стоянки, маневрирования и опробования двигателей ВС). Такой прогноз должен выполняться на 5-10 и более лет вперед, что вызывает большую сложность при составлении концепции развития аэропорта из-за отсутствия точной информации, что проявляется в невозможности построения реальных прогнозных шумовых контуров.

Одновременно положения [1] требуют подтверждения расчетных контуров путем проведения натурных измерений на местности и подразумевают две стадии прохождения согласования границ санитарных разрывов аэропортов (расчетная и окончательная). Даже если будет согласована расчетная шумовая зона аэропорта, пока не будут осуществлены планируемые мероприятия и реконструкция, аэропорт ежегодно должен будет осуществлять контроль уровней авиационного шума на границе шумовых зон, долгое время ожидая выхода окончательного Постановления Роспотребнадзора. Тем не менее, разработанные шумовые зоны аэропортов уже сейчас должны быть учтены в планах развития населенных пунктов.

Таково текущее состояние дел при построении и согласовании шумовых зон аэропортов гражданской авиации РФ. Предложенный на рассмотрение и утверждение в Федеральную службу Роспотребнадзора проект СанПиН «Санитарно-защитные зоны аэропортов, аэродромов, вертодромов» (соисполнитель - ЗАО

«ЦЭБ ГА») должен решить часть описанных выше проблем: в настоящем документе приведены требования к нормированию и критериям оценки авиационного шума, а также принципы шумового зонирования приаэродромной территории и требования к звукоизоляции размещаемой внутри шумовых зон застройки. На сегодня необходимо улучшать взаимодействие между аэропортами, проектными организациями, экспертными организациями, органами градостроительства и муниципального управления их совместными силами.

Литература

1. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов». Новая редакция (введена в действие с 01.03.2008г., с изменениями №1 утв. 10.04.2008г. и изменениями №2 утв. 06.10.2009г., изменениями №3 утв. 09.09.2010г.).
2. Рекомендации по установлению зон ограничения жилой застройки в окрестностях аэропортов гражданской авиации из условий шума, НИИ СФ, ГосНИИ ГА, МНИИ гигиены, 1987.
3. ГОСТ 22283-88 «Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения».
4. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».
5. Воздушный кодекс РФ от 19 марта 1997 г. №60-ФЗ (с изменениями от 8 июля 1999 г., 22 августа, 2 ноября, 29 декабря 2004 г., 21 марта 2005 г., 18 июля, 30 декабря 2006 г., 26 июня, 8 ноября, 1, 4 декабря 2007 г., 14, 23 июля, 30 декабря 2008 г., 18 июля 2009 г., 23 июля 2010 г., 7 февраля 2011 г.).
6. Федеральные правила использования воздушного пространства РФ, 2010, введены в действие Постановлением Правительства РФ от 11 марта 2010 г. №138.
7. Картышев О.А. Изучение наличия связи влияния авиационного шума на заболеваемость населения города Перми //Авиационный экологический вестник. – 2009. - №2.

ЗАЩИТА ЖИЛЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ОТ ВНЕШНЕГО ШУМА

Исенов К.А., Шаплыгина Л.К.
ООО «Арматор»

Зачем надо вентилировать жилые помещения?

Для комфортного проживания необходима определенная температура воздуха, его влажность и состав. Основным источником загрязнения воздуха в жилом помещении является сам человек. Жильцы дышат, потеют, готовят пищу, стирают и курят. выделяют продукты жизнедеятельности. Кроме этого, есть запахи отделочных материалов, мебели и бытовой техники. Для удаления из помещения загрязненного воздуха необходима работающая вентиляция, не периодическое проветривание путем кратковременного открывания окон, а постоянный контролируемый воздухообмен помещений с атмосферой. Необходимое количество воздуха для нормального самочувствия людей давно уже определили санитарные врачи и специалисты по микроклимату и комфорту жилых помещений. Так, по вытяжке необходимо удалять в час из кухни, туалета и ванной комнаты 60-90, 25 и 25 куб.метров воздуха соответственно. Согласно требованиям СНИПа и санитарным нормам, по вентилированию квартир в многоэтажном жилом доме ориентируют на кратность воздухообмена 1,0 дбА , но не менее 30 куб.м в час на человека. Ясно, что для удаления грязного воздуха требуется одновременная и подача внешнего воздуха в помещения снаружи. Без притока воздуха вытяжка не может работать.

Как работает вентиляция в наших домах?

Подавляющее большинство жилых домов не только в России, но и во всем мире, проектируется таким образом. Воздух должен проникнуть через окно, перемешаться с внутренним более грязным воздухом жилых помещений (спальни и гостиные), через межкомнатные двери попасть в коридор и через вытяжные решетки на кухне, в ванной комнате и туалете покинуть помещение.

Какая роль окна в системе вентиляции квартиры?

Всегда считалось, что в деревянном окне старой конструкции достаточно щелей в притворах. В ГОСТах и СНиПах всегда оговаривались только параметры вытяжки, а щелей всегда было больше, чем надо. Воздух достаточно легко проникал внутрь помещения и даже было необходимо ограничивать этот приток, заклеивая щели на зиму бумагой. Основным недостатком старых окон всегда считались щели и несплошности, через которые дул холодный воздух, вызывая сквозняки.

Что происходит в квартире при установке герметичных окон?

Современные окна из ПВХ, дерева и алюминия обладают высокой герметичностью и в закрытом положении пропускают очень мало воздуха. Но если нет притока внешнего воздуха с улицы в помещение, то и нет удаления грязного воздуха. Вытяжка не работает без притока, приток не работает без вытяжки. В результате в квартире с закрытыми окнами накапливается водяной пар (семья из 3-4 человек выделяет в сутки 10-15 литров воды), появляется духота, растет концентрация углекислого газа и радиоактивного газа радона, повышенная влажность воздуха в холодное время года приводит к появлению конденсата на стеклопакетах, может появиться плесень на откосах и стенах. Люди, купившие новые окна, чувствуют, что в квартире стало тише, теплее, исчезли сквозняки, но появились проблемы, которых не было раньше. Особенно проблемы конденсата на окнах обостряются во время ремонта помещений в зимнее время. Все это приводит к недовольству заказчиков, которые считают, что во всем виновата оконная фирма, сделавшая плохие окна и плохо их смонтировавшая.

Но не менее необходима комфортная температура. Казалось бы, достичь этого не так просто. Либо постоянное проветривание (при этом в ваш дом сразу поступает сквозняк, шум, пыль), либо духота из-за закупоренных окон.

Как можно решить эти проблемы?

Эффективный путь решения этой проблемы - установка вентиляционного устройства, которое поможет полностью вернуть комфорт в доме. Приточные устройства – достойное дополнение к герметичным окнам.

К примеру, в Европе вентиляция - такой же необходимый атрибут комфортного жилья, как электричество и водоснабжение. Дома здесь оснащают системой вентиляции еще при строительстве. И вот уже 9 лет ООО «Арматор» применяет вентиляционное оборудование ОФ-1,ОФ-2,Бриз-60, тем самым помогая нашим застройщикам и домовладельцам.

Плюсов масса. Установленная вентиляция не портит внешнего вида окна, позволяет проветрить жилье, не открывая окон, а это защищает обитателей дома от низкочастотного шума, позволяет избежать сквозняков, образования конденсата на окнах. Вы полностью начинаете ощущать выгоду от поставленных в доме «евроокон».

Идея таких устройств - обеспечить доступ свежего воздуха без ухудшения шумозащитных свойств окна, защитить от уличного шума, профилактика появления и устранение плесени, исключить сквозняки.

Защита от уличного шума

На 70% территории Санкт –Петербурга уличный шум превышает норму в полтора раза. Рядом со строительными площадками, автомагистралями и желез-

нодорожными путями в Санкт-Петербурге проживает около 3 млн. жителей. Установка пластиковых окон отчасти решает проблему шума, но приводит к резкому ухудшению вентиляции помещений, снижению количества кислорода, увеличению CO2, повышению уровня влажности в квартире и другим проблемам. ПШУ восстанавливает воздухообмен не нарушая звукоизоляции.

Приточные шумозащитные оконные устройства (ПШУ)

На сегодняшний день наиболее оптимальным решением проблемы вентилирования помещений с герметичными окнами является применение ПШУ. Что, в конечном счете, хочет заказчик? Он хочет сохранения всех преимуществ, полученных от приобретения новых герметичных окон (стало теплее, тише, исчезли сквозняки), но и хочет при этом дышать свежим воздухом. ПШУ, имеющие собственный уровень звукоизоляции на уровне звукоизоляции закрытого окна, дадут необходимый приток свежего воздуха без увеличения уровня шума. В помещении ПШУ, установленные в верхней части окна и направляющие струю холодного воздуха под потолок, вне зоны нахождения людей, не вызовут появления сквозняков (человек просто не почувствует, как струя холодного воздуха под самым потолком на расстоянии примерно метр перемешается с внутренним воздухом, прогреется и затормозится. ПШУ работают при закрытом окне.

Приточные шумозащитные устройства компании «арматор».

Компания «Арматор» выпускает две модификации оконных клапанов для установки непосредственно в конструкцию окна(оконного типа) – ОФ-1 и ОФ-2. Это прямоугольные пеналы

из алюминиевого профиля длиной от 85 см до 2 м , высотой 8 см и 10 см, глубиной 9,5 см и 14 см соответственно. Базовые цвета: белый и темно-коричневый.

ПШУ «Арматор» отвечают основным требованиям вообще к ПШУ, сформулированным выше. В зависимости от комплектации они обеспечивают звукоизоляцию транспортного шума от 34 до 39 дБ, при полном открывании и перепаде давлений 10 Па пропускают 29-35 кубометров воздуха.

Место монтажа. ПШУ ОФ-1 и ОФ-2 монтируются на окна практически любого типа из ПВХ, дерева или алюминия с изоляцией стыков и узлов примыкания, толщина стеклопакета роли не играет.

К монтажу клапанов предъявляются всего несколько обязательных требований. Клапан должен стоять как можно выше к потолку, чтобы жильцы не чувствовали входящий воздух как сквозняк. Необходимо сохранить площадь щели для прохода воздуха (около 35 кв. см) для обеспечения заявленной пропускной способности. ПШУ должны монтироваться в горизонтальном положении и не «вверх ногами».

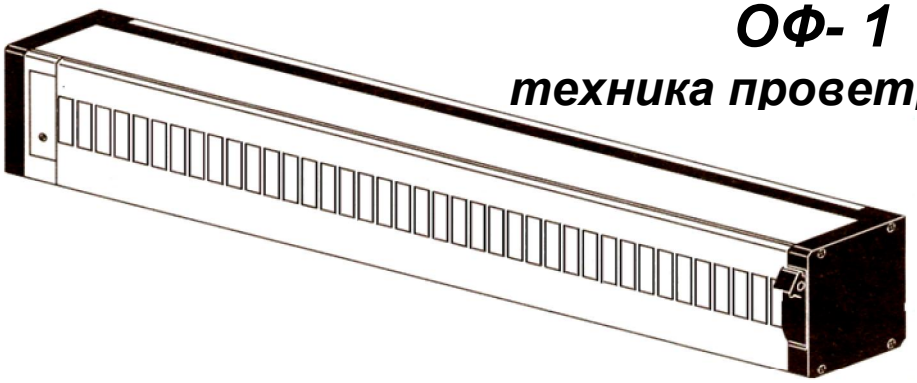
Оснастка. В «полевых условиях» на объекте с установленными окнами можно использовать дрель.

Так же компанией «Арматор» выпускается вентиляционный клапан стенового типа Бриз-60

Стеновое приточное устройство Бриз-60 представляет собой сборную конструкцию, состоящую из наружной алюминиевой решетки, воздуховода с шумопоглощающей вставкой и оголовка с узлом регулировки потока воздуха. Клапан монтируется в стене, предпочтительнее рядом с окном на высоте верхней трети окна и обеспечивает расход воздуха от 5 до 35 м3/ч при 10 Па. Шумопоглощение до 34 Дб. Для монтажа стенового приточного устройства применяется специальное оборудование (бурильная установка), способное проделать во внешней стене отверстие диаметром не менее 100 мм.

ПШУ ОФ-1, ОФ-2, БРИЗ-60 – комфорт и энергоэффективность

В принципе, конечной целью различных фигурантов строительства жилья является создание комфортной среды обитания. Среди многочисленных параметров комфорта можно выделить несколько основных. Это уровень шума в жилом помещении, освещенность, температура воздуха, уровень относительной влажности, состав воздуха (запахи, кислород, углекислый газ, другие газовые примеси) и скорость его движения в зоне пребывания людей (сквозняк). С этих позиций ясно, что применение ПШУ для вентилирования помещений весьма полезно. Правильно выбранное и смонтированное ПШУ может обеспечить приток свежего воздуха без увеличения уровня шума, сквозняка и снижения освещенности. Но ПШУ могут внести свою лепту и в энергосбережение. Снижение эксплуатационных расходов (в том числе на обогрев помещений) – одна из важнейших задач строителей и эксплуатационников. А тем не менее, в современных зданиях с теплыми стенами (сопротивление теплопередаче 3….3,5 кв.м град/Вт) и герметичными окнами со стеклопакетами (0,5…0,6 кв.м град/Вт) доля тепла, идущего на подогрев вентиляционного воздуха в нормативном количестве, доходит до 60%. Именно здесь сосредоточены основные ресурсы дальнейшего энергосбережения.



ОФ- 1
техника проветривания

Функции:
- проветривает помещения при разнице давлений воздуха, температуры и влажности
в помещении и за окном с обеспечением звукоизоляции;
- обеспечивает бесступенчатый и равномерный воздухообмен путем открывания рычага заслонки;
- обеспечивает проветривание без сквозняков, пыли и атмосферных осадков.

Монтаж в коробке оконного блока, витража **через импост на "глухих" рамах (горизонтально)**; применим в элементах оконных конструкций из дерева, ПВХ, стеклопластика или алюминия с изоляцией стыков и узлов примыкания.
Основным условием качественной работы вентклапана является эффективное функционирование естественной вытяжной вентиляции.

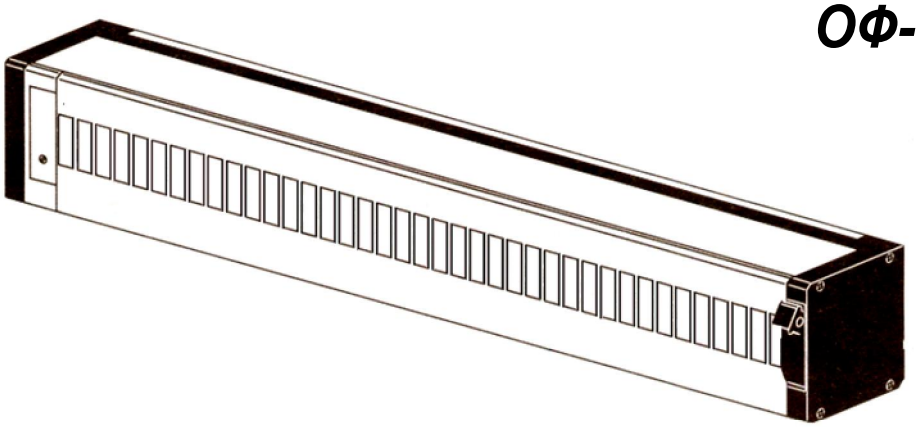
Технические характеристики.

Высота, глубина, мм; штанга управления, мм	**80 x 95 ; 1000**
Длина, мм	**850- 2000**
Шумопоглощение, дБА	**32**
Производительность воздухообмена [1]) (испытано при разнице давления 10 Па и длине проветривателя L = 1200 мм [1]) в зависимости от степени звукоизоляции	**29**
Инфильтрация в закрытом состоянии	**<1 м^3/ч**
Коэффициент теплопередачи	**1,9 Вт/м^2 К**
Цвет корпуса; торцевых пластин	белый
Вес, кг.	**4,1 кг/м.п.**

Кроме чистки, «ОФ-1» не нуждается в дополнительном техническом обслуживании. При необходимости наружные части корпуса «ОФ-1» очищаются тканью, пропитанной мягкими щелочными моющими средствами. Вода не должна попадать во внутреннюю часть прибора.
Мероприятия по чистке полости корпуса и обработке шумопоглащающих материалов внутри него выполняются специалистами сервисной службы поставщика или подготовленным обслуживающим персоналом учреждения, в котором установлены ПШУ.
Периодичность чистки и технического обслуживания определяется исходя из условий загрязненности региона или района, в котором эксплуатируются изделия. Средняя периодичность чистки не менее одного раза в 3-5 лет.

Область применения: любые жилые, спальные, общественные и служебные помещения. Может применяться как самостоятельно, так и в комбинации с комплексными системами кондиционирования и вентиляции воздуха.

ОФ- 2



Функции:
- проветривает помещения при разнице давлений воздуха, температуры и влажности в помещении и за окном с обеспечением звукоизоляции;
- обеспечивает бесступенчатый и равномерный воздухообмен путем открывания рычага заслонки;
- обеспечивает проветривание без сквозняков, пыли и атмосферных осадков.

Монтаж в коробке оконного блока, витража **через импост на "глухих" рамах (горизонтально)**; применим в элементах оконных конструкций из дерева, ПВХ, стеклопластика или алюминия с изоляцией стыков и узлов примыкания.
Основным условием качественной работы вентклапана является эффективное функционирование естественной вытяжной вентиляции.

Технические характеристики.

Высота, глубина, мм; штанга управления, мм	**100x140 ; 1000**
Длина, мм	**850- 2000**
Шумопоглощение, дБА	**39**
Производительность воздухообмена [1]) (испытано при разнице давления 10 Па и длине проветриватели L = 1200 мм [1]) в зависимости от степени звукоизоляции	**35**
Инфильтрация в закрытом состоянии	**<1 м^3/ч**
Коэффициент теплопередачи	**1,9 Вт/м^2 К**
Цвет корпуса; торцевых пластин	белый
Вес, кг.	**3,6 кг/м.п.**

Кроме чистки, «ОФ-2» не нуждается в дополнительном техническом обслуживании. При необходимости наружные части корпуса «ОФ-2» очищаются тканью, пропитанной мягкими щелочными моющими средствами. Вода не должна попадать во внутреннюю часть прибора.
Мероприятия по чистке полости корпуса и обработке шумопоглащающих материалов внутри него выполняются специалистами сервисной службы поставщика или подготовленным обслуживающим персоналом учреждения, в котором установлены ПШУ.
Периодичность чистки и технического обслуживания определяется исходя из условий загрязненности региона или района, в котором эксплуатируются изделия. Средняя периодичность чистки не менее одного раза в 3-5 лет.

Область применения: любые жилые, спальные, общественные и служебные помещения. Может применяться как самостоятельно, так и в комбинации с комплексными системами кондиционирования и вентиляции воздуха.

Клапан настенный приточный вентиляционный шумозащитный БРИЗ-60.

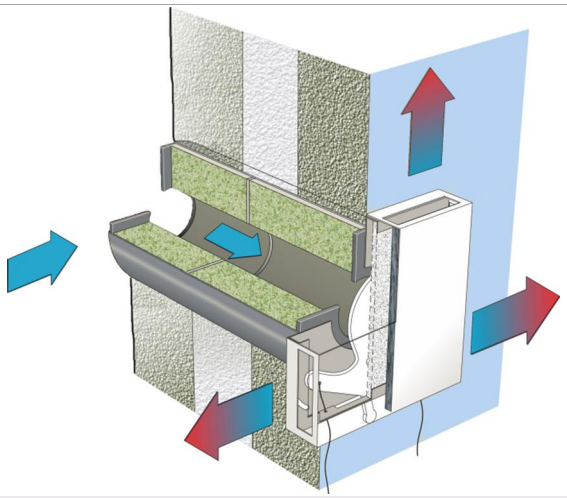
Настенный приточный вентиляционный шумозащитный клапан БРИЗ-60 предназначен для подачи свежего наружного воздуха в системах механической или естественной вытяжной вентиляции.

Клапан является самостоятельным приточным вентиляционным устройством и обеспечивает нормируемый воздухообмен в помещениях, защиту от пыли, насекомых, снижение уровня воздушного и транспортного шумов.

При работе приточных клапанов БРИЗ-60 в зимний период на них не образуется конденсат, благодаря наличию теплоизоляции в элементах клапана.

Клапан устанавливается в ограждающую стеновую конструкцию, предпочтительнее рядом с окном на уровне верхней трети окна, **возможна установка клапана непосредственно при формовке стенового блока**.

Конструкция клапана позволяет регулировать количество поступающего воздуха в помещение.



ХАРАКТЕРИСТИКИ

Клапан представляет собой сборную конструкцию, состоящую из наружной алюминиевой решетки, шумопоглащающего воздуховода и оголовка с узлом регулировки потока воздуха.

Клапан обеспечивает приток воздуха в объеме **34 м3/час** при ΔР=10Па.

Снижение звукоизоляции ограждающей конструкции с настенным клапаном по индексу изоляции для транспортного шума Ra.тр. составит:

-в закрытом состоянии – 1дБА

-в открытом состоянии – 2-4 дБА

Индекс изоляции воздушного шума стеновых панелей не менее Rв= **32 дБ**.

Сопротивление теплопередаче клапана:

при перепаде давления ΔР= 0 Па – не менее **0,7** м2 град С/Вт

при перепаде давления ΔР=10 Па – не менее **0,1** м2 град С/Вт

Каким образом через приточные клапаны ОФ-1, ОФ-2, Бриз-60 воздух попадает в помещение?

Все приточные устройства (далее клапаны) ООО «Арматор» - пассивные устройства, внутри них нет никаких электрических двигателей. Движение воздуха через клапан осуществляется при условии функционирования естественной или механической вытяжки.
Еще одним основным условием воздухообмена является наличие перетока между помещениями (подрез дверного полотна снизу на 1,5 см., или переточные решетки в дверном полотне или стене).

Не станет ли в квартире холоднее, ведь зимой через приточный клапан пойдет холодный воздух?

Подогрев приточного вентиляционного воздуха (того, который мы будем запускать через приточные клапаны) уже заложен в проекте системы отопления практически всех жилых домов. Если в квартире через щели в старых окнах шел холодный воздух, а температура была 20-21 градус, то замена окон на новые приводит обычно к росту температуры до 25-27 градусов, это сработал запас мощности радиаторов на подогрев вентиляционного воздуха. Установка приточных клапанов ОФ и Бриз-60 вернет температуру немного вниз на 1-2 градуса, т.к. размер технологического паза под клапан ОФ, Бриз-60 намного меньше суммы всех щелей в старом окне. Хуже обстоит дело, если дом недотапливается, и при старых окнах температура была всего 15-17 градусов. Тогда при установке новых окон температура станет комфортной 21-22 градуса и клиента трудно будет уговорить поставить приточный клапан и несколько снизить температуру. Получается, что приходится жертвовать свежим воздухом ради тепла, но и то, и другое одинаково важно для нормального самочувствия. В таком случае клиенту надо объяснять, что окно - это не отопительный прибор, для увеличения температуры в помещении надо просто использовать дополнительные источники тепла. **Нельзя жертвовать вентиляцией ради отопления.**

А не промерзнут ли зимой сами клапаны?

Если в квартире нормально работает вытяжная система, то через приоткрытый клапан течет внешний холодный СУХОЙ воздух, оттесняя от корпуса клапана внутренний ТЕПЛЫЙ ВЛАЖНЫЙ воздух и не допуская появления конденсата и наледи на корпусе. Если вытяжка в квартире не работает, появление инея на корпусе клапанов очень вероятно. Большую роль играет эффективность работы системы отопления квартиры, на обмерзание клапанов влияет геометрия подоконника (насколько он закрывает радиатор отопления), тип и конструкция штор. В офисных помещениях зимой относительная влажность воздуха ниже, чем в квартирах и вероятность обмерзания клапанов значительно ниже. В целом, статистика применения оконных клапанов ОФ, Бриз-60 в российских климатических

условиях показывает, что в обычных квартирах без повышенных влаговыделений (ремонт с «мокрыми» процессами, обилие цветов и мокрого белья и т.д.) с нормальным воздухообменом и отоплением появление наледи (инея) на корпусе клапанов до -20….25 градусов не происходит. При сильных морозах -30….35 градусов иногда на корпусе клапанов появляется иней или наледь, в принципе, не мешающий работе клапанов и не приводящий к их поломке. Это все-таки редкое явление и с ним придется мириться. Не существует в принципе приточных оконных и стеновых клапанов, которые не обмерзли бы никогда ни при каких условиях.

А нужны ли мне приточные клапаны или вентиляция вообще, если у меня стоят кондиционеры?

Кондиционеры в виде распространенных сплит-систем не имеют никакого отношения к вентиляции, они гоняют воздух из комнаты обратно в комнату попутно фильтруя его и охлаждая (нагревая). Клиент просто дышит прохладным грязным воздухом, а не теплым грязным воздухом. Избыток углекислого газа и дефицит кислорода при этом остается. Опыт показывает, что клапаны Aereco хорошо работают в паре со сплит-системами, дополняя их функцию управления температурой функцией воздухообмена.

ПРИМЕНЕНИЕ КАРТЫ ШУМА ДЛЯ АНАЛИЗА АКУСТИЧЕСКОЙ ОБСТАНОВКИ НА ТЕРРИТОРИИ И РАБОЧИХ МЕСТАХ ООО «ГАЗПРОМ ДОБЫЧА АСТРАХАНЬ»

Ивенков С.Г., Карпенко О.В.
ООО «ГАЗПРОМ ДОБЫЧА АСТРАХАНЬ»

Почти каждый работник большого предприятия непрерывно или периодически испытывает вредные акустические воздействия, которые не только вызывают дискомфорт, но и приводят к серьезным заболеваниям. Психические расстройства, сердечнососудистые заболевания, ухудшение слуха, ослабление памяти – вот далеко неполный перечень действия акустического загрязнения.

К основным источникам шума на производстве относятся устройства, обеспечивающие различные технологические процессы, связанные с перемещением жидкостной или газовой среды: насосы, вентиляционные системы, компрессорные установки, печи, устройства выброса пара (паровые свечи). Для удобства анализа установки были ранжированы на 3 группы в зависимости от процентного соотношения рабочих мест, на которых превышено нормативное значение шума 80 дБА. В первую группу отнесены установки, где количество рабочих мест, на которых не превышена норма шума, составляет более 50% от общего числа рабочих мест (рис. 1). Во вторую группу отнесены установки, где количество рабочих мест, уровни шума на которых не превышают 80 дБА, составляет 51-75% от общего числа рабочих мест (рис. 2). В третью группу отнесены установки, где количество рабочих мест, уровни шума на которых не превышают 80 дБА, составляет менее 75% от общего числа рабочих мест (рис. 3).

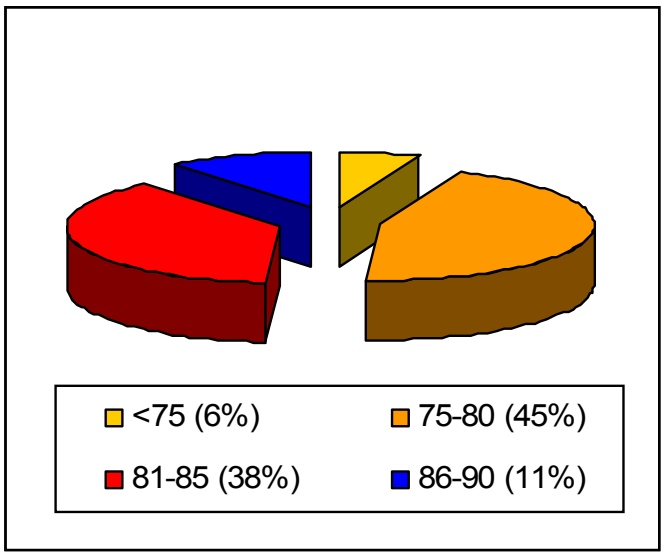


Рис. 1 Уровни звука, дБА на установках серии У172-272

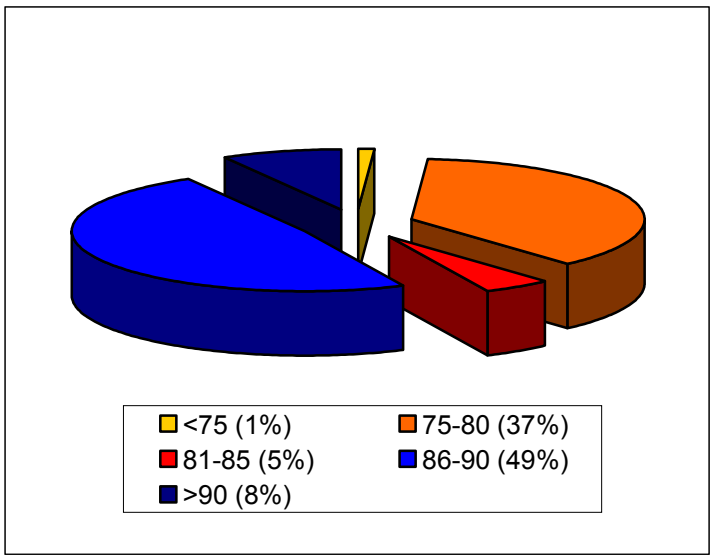


Рис. 2. Уровни звука, дБА на установках серии У141-241

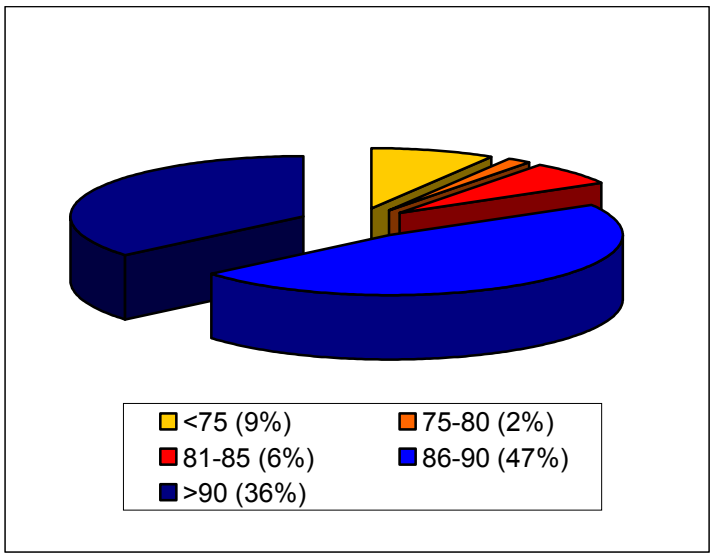


Рис. 3. Уровни звука, дБА на установках серии У120-У220

Наибольшего эффекта от применения шумозащиты можно ожидать на установках, уровни шума на рабочих местах которых составляют от 75 до 85 дБА. Для установок, где имеется значительное количество рабочих мест с уровнями шума 75-80 дБА, существует высокая вероятность риска увеличения уровней шума в случае износа оборудования и увеличения доли рабочих мест, на которых уровни шума превышены (например, для установки серии У172-272 45% рабочих мест, а для У141-241 37% рабочих мест с уровнями шума в диапазоне 75-80 дБА). Для установок, где имеется значительное количество рабочих мест с уровнями шума 81-85 дБА, применение даже одного средства шумозащиты может обеспечить увеличение рабочих мест, на которых выполняются нормативные значения уровней шума (например, для установки серии У172-272 38% рабочих мест с уровнями шума в диапазоне 81-85 дБА).

Наиболее удобным источником информации об акустической ситуации предприятия являются карты шума, которые служат также действенным инструментом контроля и борьбы с шумом.

С целью оптимизации затрат на улучшение условий труда сотрудников и уменьшение акустического загрязнения производственной среды было принято и реализовано решение о разработке карты шума производственных помещений и территории ОАО «ГАЗПРОМ ДОБЫЧА АСТРАХАНЬ». Исходными данными для создания такой карты послужили измеренные уровни звука (УЗ) и уровни звукового давления (УЗД) на территории и эксплуатируемого оборудования.

Определение акустических характеристик источников шума позволило получить оперативные карты территории и производственных помещений, отображающие акустическую ситуацию на текущий период как в 2-х мерной модели карты так и в 3-х мерной..

Примеры таких карт приведены на рис. 4-9.

Рис. 4. Распространение шума внутри помещения У-141

Рис. 5. Распространение шума внутри помещения У-172

Рис. 6. Распространение шума внутри помещения У-220

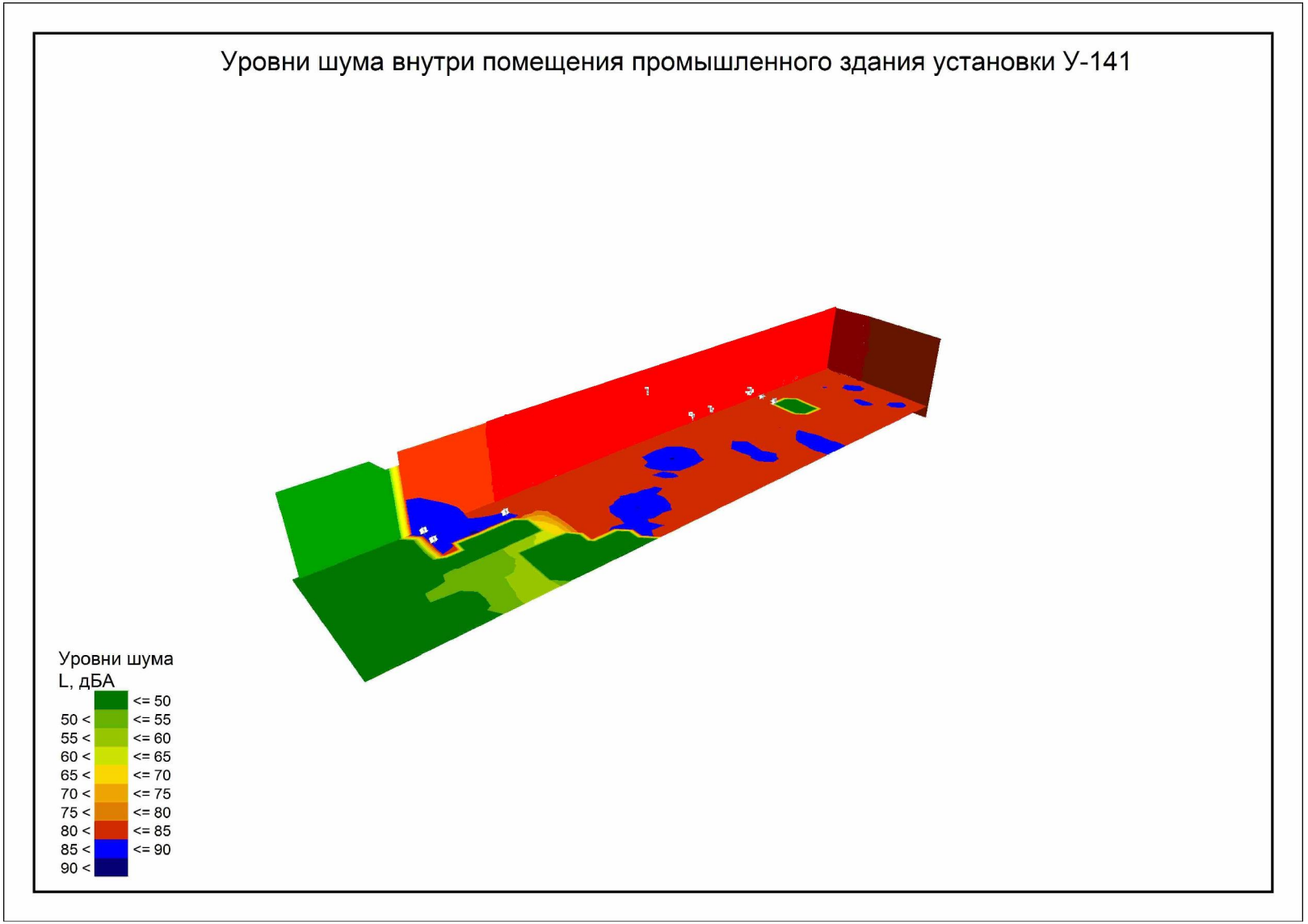


Рис. 7. Распространение шума внутри помещения У-141 (3d)

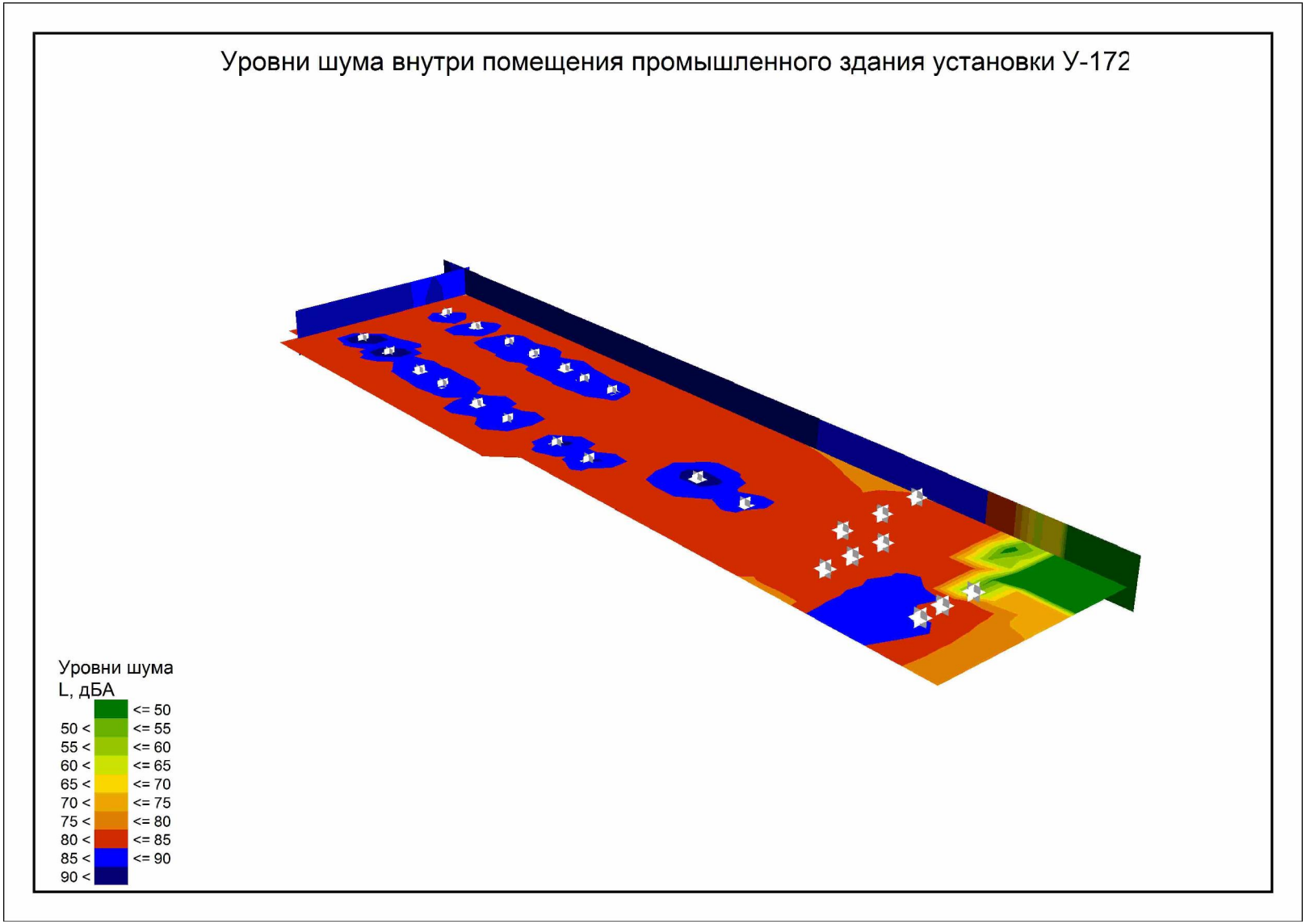


Рис. 8. Распространение шума внутри помещения У-172 (3d)

Рис. 9. Распространение шума внутри помещения У-220 (3d)

Анализ разработанных оперативных карт шума позволил произвести разработку ряда шумозащитных мероприятий к основным из которых относятся: увеличение звукоизоляции ограждающих конструкций, применение локальных акустических экранов, применение глушителей вентиляционного оборудования, капотов и кожухов на шумном оборудовании, перенос компрессорных станций.

Для оценки эффективности предлагаемых шумозащитных мероприятий были разработаны карты территории и производственных помещений, выполненные уже с учетом предлагаемых шумозащитных мероприятий.

Примеры таких карт приведены на рис. 10-15.

Подводя итог проведенной работе, можно отметить что, карты шума являются действенным инструментом при разработке и внедрении шумозащитных мероприятий, так как они позволили:

1. Оценить уровни шума на рабочих местах и в жилой застройке и определить их соответствие нормативным уровням.
2. Оценить перечень необходимых шумозащитных мероприятий при проектировании различных объектов.
3. Оценить фоновые уровни шума при проектировании новой производственной застройки.
4. Осуществлять выбор точек для акустического мониторинга и проводить акустический мониторинг.
5. Моделировать изменение акустического воздействия на персонал при изменении характеристик источников шума.

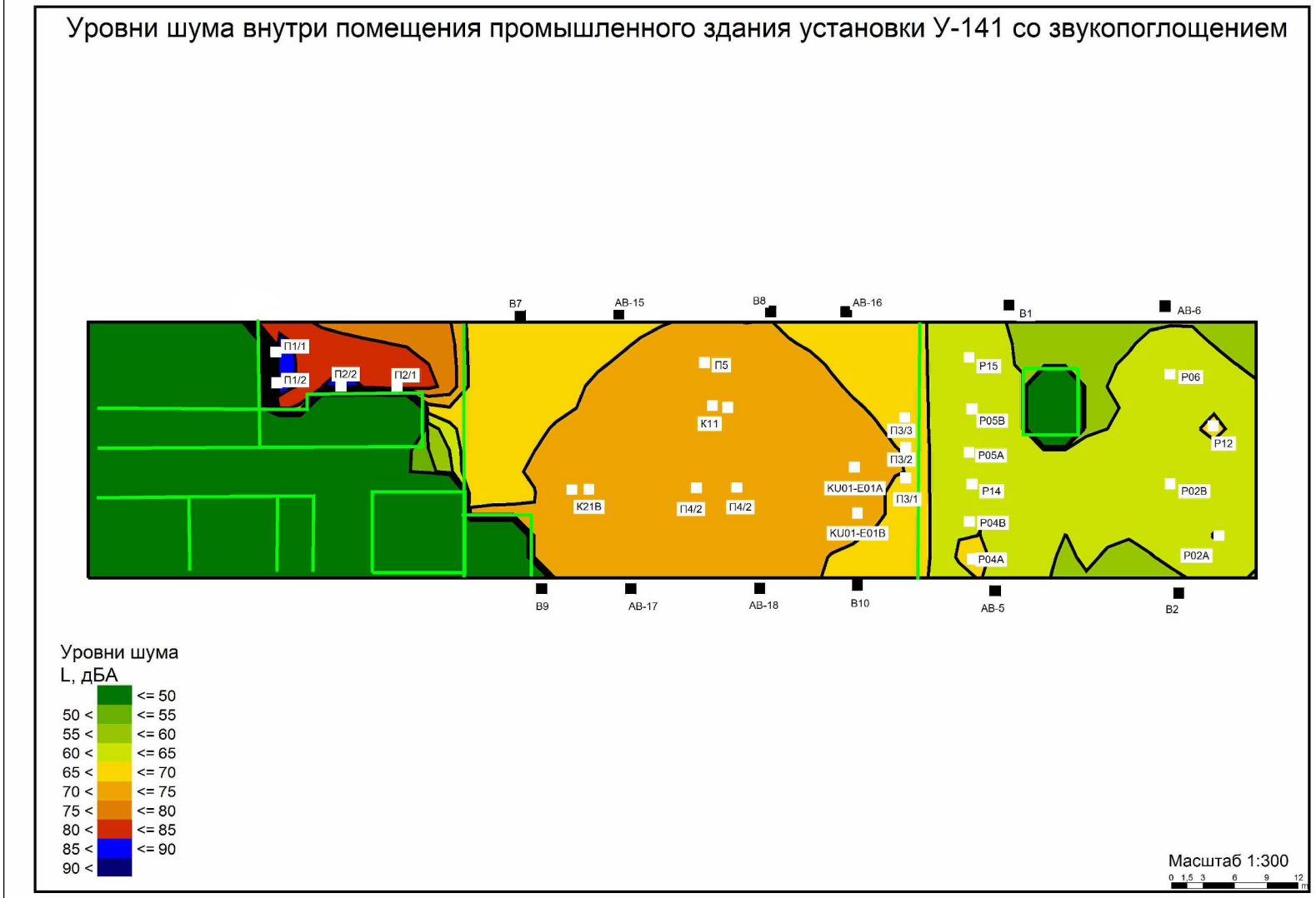


Рис. 10. Распространение шума внутри помещения У-141 с учетом звукопоглощения

Рис. 11. Распространение шума внутри помещения У-172 с учетом звукопоглощения

Рис. 12. Распространение шума внутри помещения У-220 с учетом звукопоглощения

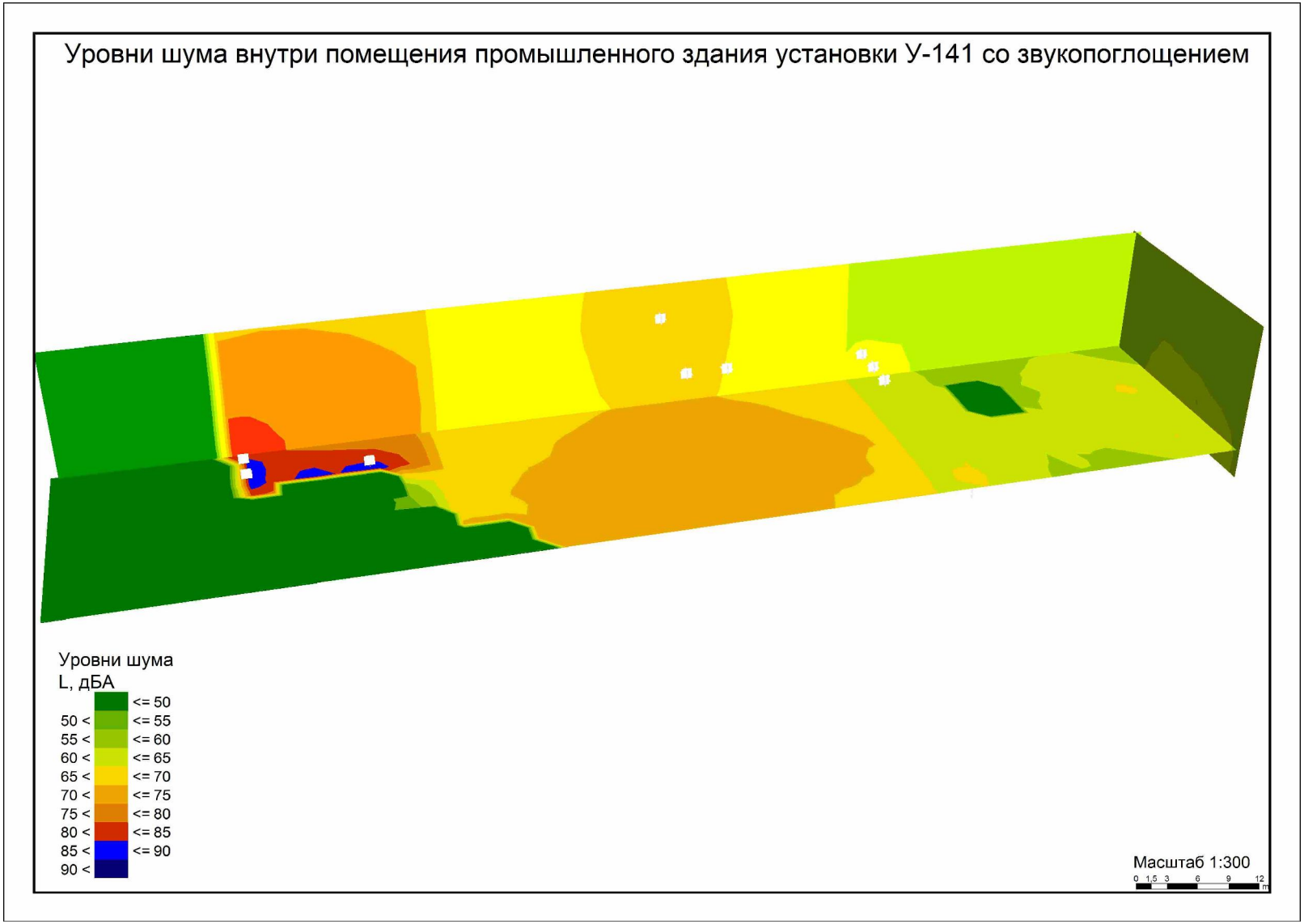


Рис. 13. Распространение шума внутри помещения У-141 (3d) с учетом звукопоглощения

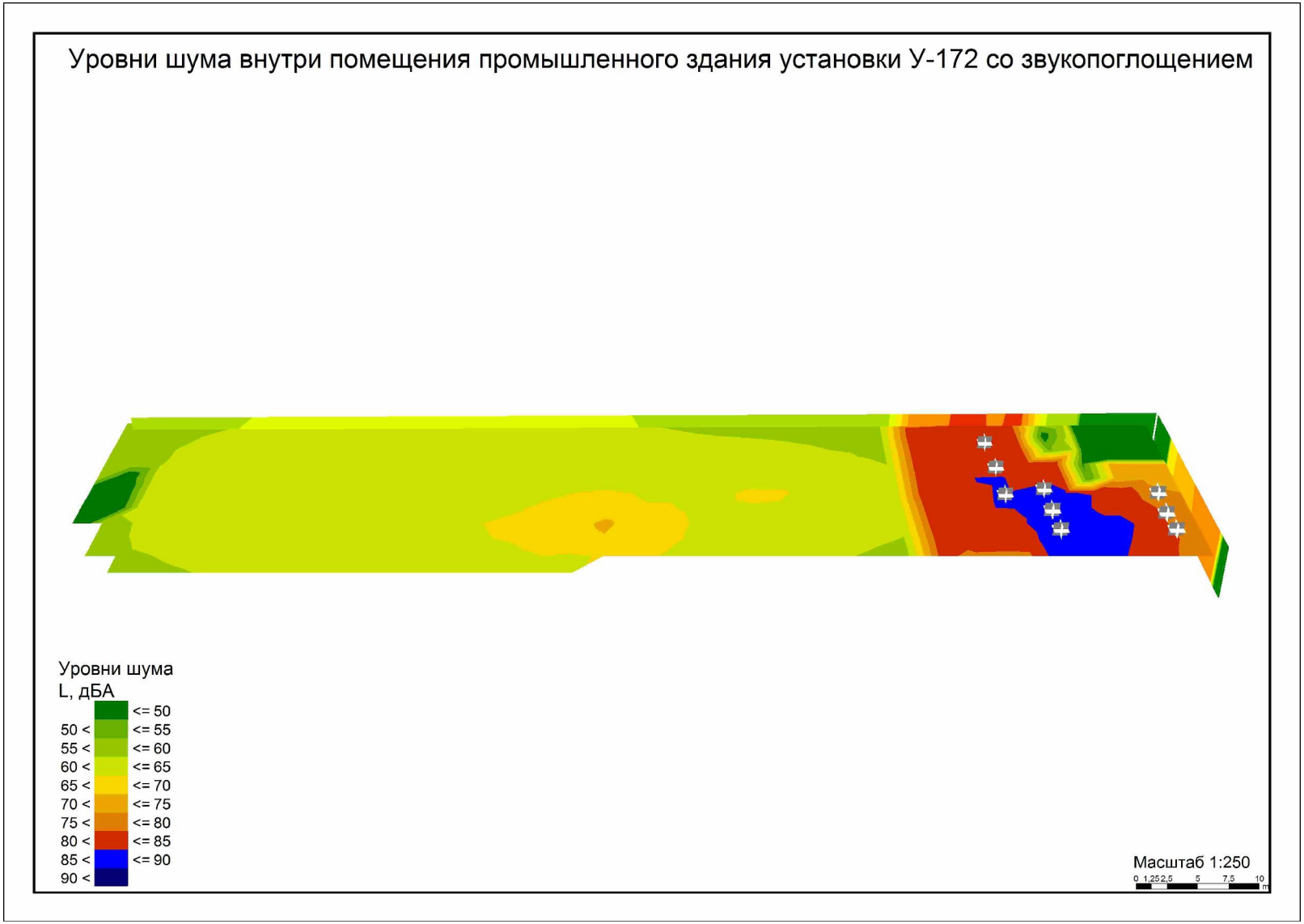


Рис. 14. Распространение шума внутри помещения У-172 (3d) с учетом звукопоглощения

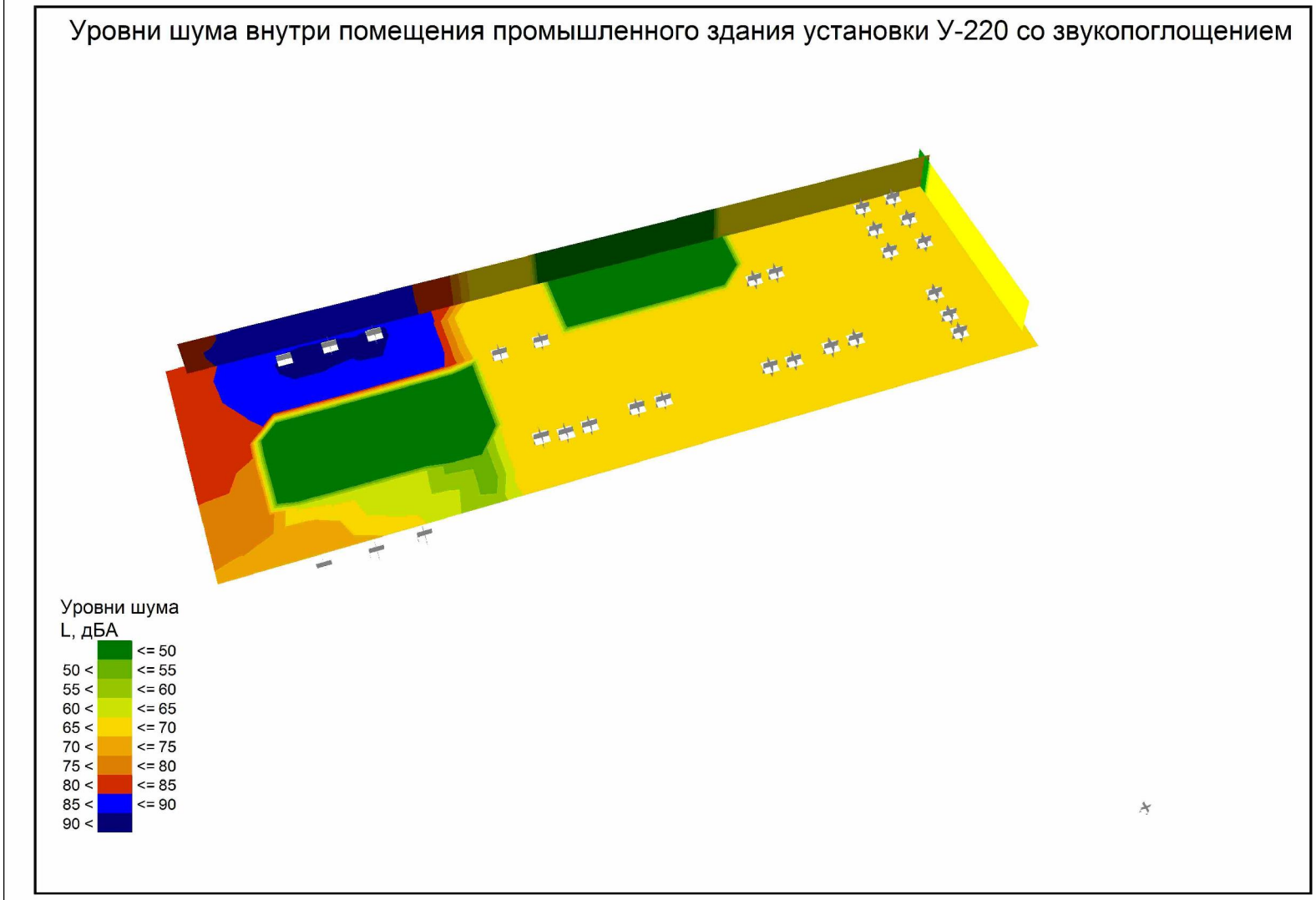


Рис. 15. Распространение шума внутри помещения У-220 (3d) с учетом звукопоглощения

ПРИМЕНЕНИЕ ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИХ КАПОТОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН

Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В.
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

В настоящее время одной из наиболее острых проблем является проблема защиты от шума. В крупных населенных пунктах с ростом числа жителей увеличивается количество источников шума. Повышенный шум – это вредный фактор, крайне негативно влияющий на человека в любом месте его пребывания. Нарушение нервной и сердечно-сосудистой деятельности, повышенное артериальное давление, снижение скорости усваивания информации – вот неполный список негативных последствий, возникающих при воздействии на человека повышенного шума.

Проблема снижения шума является особенно важной для строительно-дорожных машин (СДМ). Выполняя различные виды строительных или ремонтных работ, СДМ вносят значительный вклад в шумовой фон населенных пунктов, причиняя серьезный ущерб человеческой жизнедеятельности.

По имеющейся у авторов информации акустические характеристики значительной части СДМ не удовлетворяют требованиям санитарных норм (СН). Внешний шум СДМ на расстоянии 7,5 м может достигать 75-85 дБА. Если учесть, что норма шума, например, в жилой застройке в дневное время – 55 дБА, то шум может превышать нормы на 20-30 дБА или в 4-6 раз по субъективному ощущению громкости. Из-за повышенного шума во многих странах запрещено производство строительных работ в ночное время (норма шума ночью 45 дБА), вблизи медицинских, учебных и других учреждений. Это ограничение снижает возможности строительных технологий, увеличивает затраты на строительство.

Предельный шум строительных машин в настоящее время определяется рядом нормативных документов [1]. Нормирование шума – это необходимая

мера его снижения, а также побудительный фактор для разработки средств шумозащиты.

Можно отметить, что в подходе к нормированию шума строительно-дорожных машин в России и в странах ЕЭС имеются свои особенности. В нашей стране разработаны и действуют нормы шума на рабочих местах [2] и нет специальных норм на ограничение внешнего шума строительно-дорожных машин. В странах ЕЭС, наоборот, нормы на внутренний шум отсутствуют, зато приняты и действуют нормы на внешний шум строительно-дорожных машин [3]. Другое отличие норм состоит в том, что отечественные нормы санитарно-гигиенические, т.е. безотносительно к типу машин, а нормы ЕЭС – технические, т.е. связаны с типом и мощностью строительной машины.

В отечественных нормах нормируются уровни звукового давления (УЗД), дБ в октавных полосах частот в диапазоне 31,5-8000 Гц и уровни звука (УЗ), дБА.

В технических нормах шума строительно-дорожных машин нормируются корректированные уровни звуковой мощности (УЗМ), дБА. Технические нормы шума приведены в табл. 1.

Таблица 1

Технические нормы внешнего шума строительно-дорожных машин

Тип оборудования	**Энергия в кВт,**	**Нормы шума, дБА**	
		Стадия I с 03.01.2002	**Стадия II с 03.01.2006**
Уплотняющие машины (виброкатки, виброплиты)	$P \le 8$ $8 < P \le 70$ $P > 70$	108 109 $89 + 11\lg P$	105 106 $86 + 11\lg P$
Гусеничные погрузчики, бульдозеры, экскаваторы	$P \le 55$ $P > 55$	106 $87 + 11\lg P$	103 $84 + 11\lg P$
Колесные бульдозеры, погрузчики, передвижные краны, грейдеры	$P \le 55$ $P > 55$	104 $85 + 11\lg P$	101 $85 + 11\lg P$
Башенные краны	-	$98 + 11\lg P$	$96 + 11\lg P$
Компрессоры	$P \le 50$ $P > 15$	96 $97 + 11\lg P$	94 $95 + 11\lg P$
Экскаваторы	$P \le 15$ $P > 15$	96 $83 + 11\lg P$	93 $80 + 11\lg P$

При этом важно отметить, что пользование приведенными нормами требует представления результатов экспериментов и результатов расчетов в УЗД, УЗ и УЗМ.

Основным источником шума большинства типов транспортных машин (тракторов, строительно-дорожных машин, тягачей, грузовых автомобилей) является силовая установка (бензиновый или дизельный двигатель внутреннего сгорания – ДВС).

Из литературы известно, что шум корпуса ДВС на расстоянии 1 м в зависимости от объема двигателя, мощности, частоты вращения и др. в основном лежит в диапазоне 100-115 дБА. Предпринимаются попытки снижения шума в источнике изменение режима впрыска и сгорания топлива: выполнение корпуса ДВС из специальных материалов, конструктивное демпфирование корпуса и т.д. Эти меры или ведут к неприемлемому для практики удорожанию ДВС или снижают надежность их работы, поэтому не находят повсеместного применения.

Более доступный и эффективный путь – заключение корпуса ДВС в звукоизолирующий капот (ЗИК). Такие капоты в зависимости от конструктивного исполнения имеют эффективность, достигающую 8-15 дБА. Во многих случаях такой эффективности бывает достаточно для требуемого снижения шума СДМ и, казалось бы, что капоты должны применяться повсеместно, т.е. едва ли не каждое транспортное средство должно быть оснащено штатным ЗИК. На практике капотами оснащаются отдельные машины, и внешний шум большего числа, строительно-дорожных машин превышает нормы в жилой застройке на сотни метров от работающей машины.

Отсутствие массового применения ЗИК для снижения шума силовых установок транспортных машин объясняется многими причинами. При установке ЗИК на силовую установку меняется ее тепловой режим, что приводит к ухудшению ее функционирования и даже остановке. Налицо противоречие между акустикой и теплотехникой: чем больше загерметизирован капот, тем выше его акустические свойства и хуже теплообмен между подкапотным пространством и окружающей средой. В разрешении этого противоречия лежит путь к успеху применения ЗИК для силовых установок.

Прежде чем приступить к выбору и разработке звукоизолирующего капота для силовой установки важно произвести оценку вклада шума ДВС в процессы шумообразования самой строительной машины.

Шум любой строительной машины создается несколькими источниками, происхождение которых различно: механическое, аэродинамическое, электромагнитное, гидравлическое. К основным источникам механического шума можно отнести корпус ДВС, компрессоры, трансмиссии, редукторы; к источникам аэродинамического шума – выпуск и всасывание ДВС, всасывание компрессоров, вентиляторы; к источникам гидравлического шума – гидронасосы и гидромуфты; электромагнитного – электродвигатели и генераторы.

Авторами были проведены измерения по определению шума источников различных СДМ уже являющихся частично шумозаглушенными.

Соотношение вклада основных источников шума различных СДМ можно оценить из данных, приведенных на рис. 1-5.

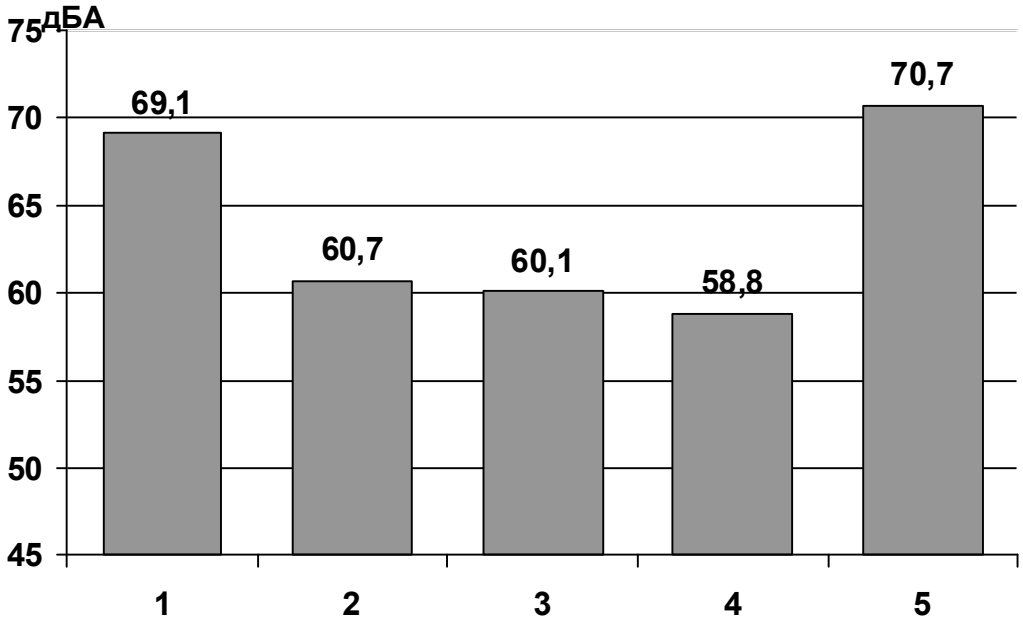


Рис. 1. Вклад источников шума погрузчика-экскаватора во внешнее поле, проникающего различными каналами
1 – от вентилятора; 2 – от выпуска д.в.с. 3 – от двигателя и всасывания через ограждения капота; 4 – от двигателя и всасывания через нижний открытый проем капота; 5 – суммарный шум

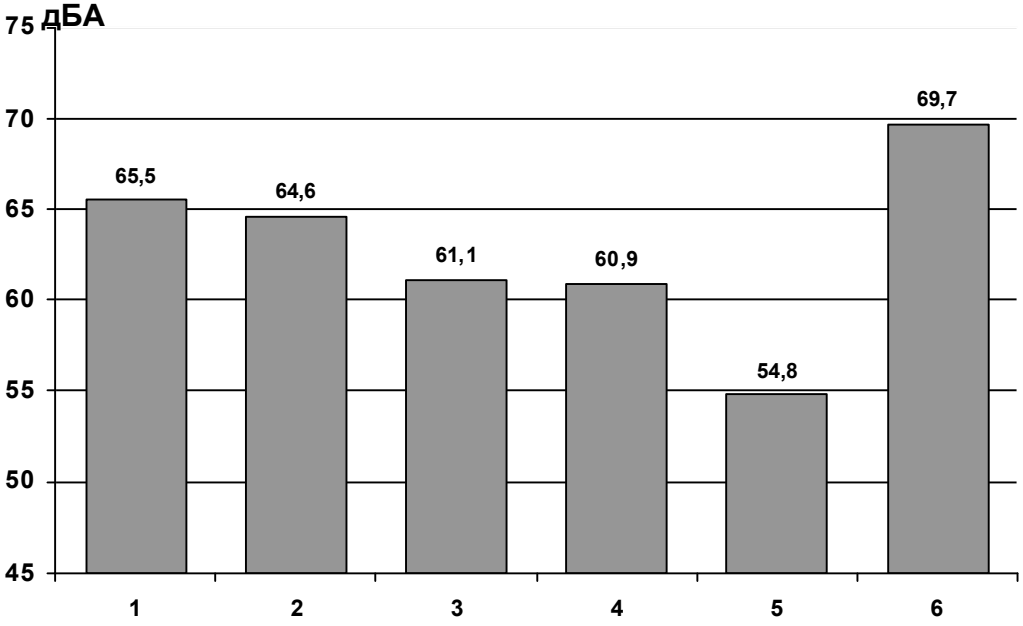


Рис. 2. Вклад источников шума погрузчика во внешнее поле, проникающего различными каналами
1 – от вентилятора системы охлаждения; 2 – от двигателя через ограждения капота; 3 – от выпуска д.в.с.; 4 – от двигателя через нижний открытый проем капота;5 – от всасывания д.в.с; 6 – суммарное звуковое поле

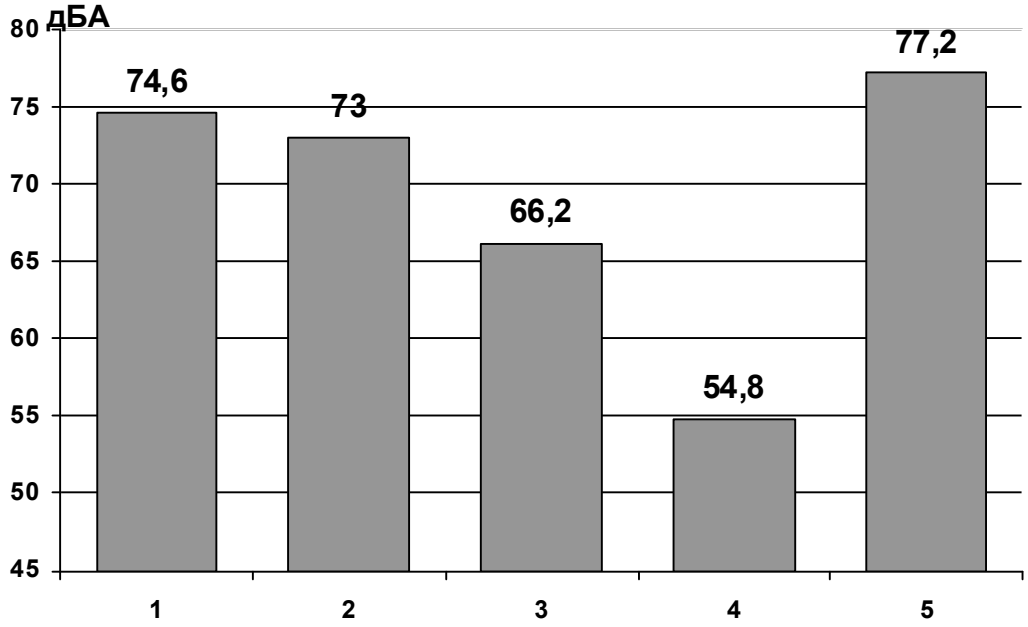


Рис 3. Вклад шума бульдозера во внешнее поле,
проникающего различными каналами
1 – от гусениц; 2 – от источников, расположенных в моторном отсеке;
3 – от выпуска ДВС; 4 – от всасывания; 5 – суммарный шум

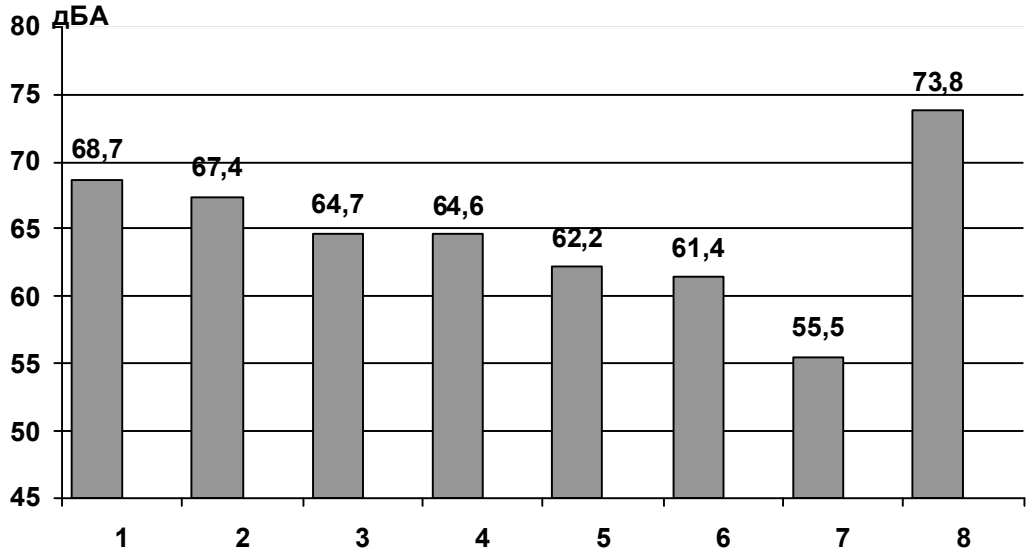


Рис. 4. Вклад шума автогрейдера во внешнее поле,
проникающего различными каналами
1 – от двигателя через нижний открытый проем капота; 2 – от вентилятора через ограждения капота; 3 – от выпуска д.в.с.; 4 – от гидронасоса; 5 – от двигателя через ограждения капота; 6 – от вентилятора через нижний открытый проем капота; 7 – от всасывания д.в.с; 8 – суммарное звуковое поле.

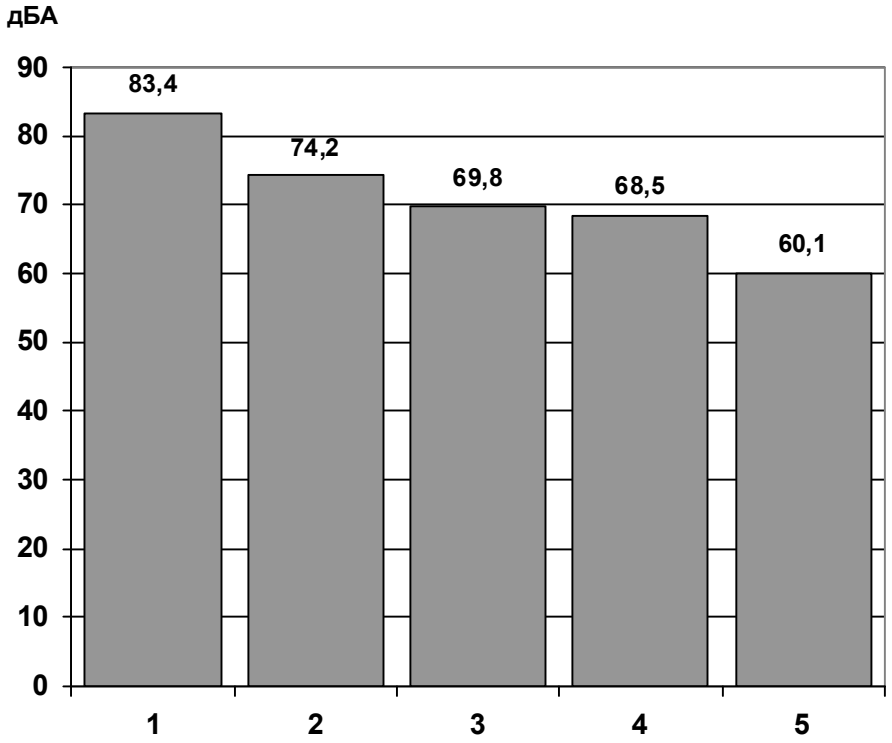


Рис. 5. Вклад шума виброкатка во внешнее поле,
проникающий различными каналами.
1 – от привода эксцентрика; 2 – из моторного отсека через нижний проем капота;
3 – из моторного отсека через панели ограждения капота; 4 – от выпуска;
5 – от всасывания.

Как видно из рис. 1-5 источниками, дающими основной вклад во внешнее поле являются выпуск и корпус ДВС. Снижение шума выпуска можно обеспечивать установкой более совершенного глушителя и тогда основным источником остается корпус ДВС.

Остановимся подробнее на мерах, связанных со снижением шума СДМ (рис. 6).

К таким мерам относятся: виброизоляция, капотирование, установка акустических экранов и глушителей шума выпуска ДВС и др. Виброизоляция ДВС является обязательной мерой, обеспечивающей снижение структурного звука, и в настоящей статье не рассматривается. Глушители шума выпуска являются самостоятельной конструкцией, обеспечивающей снижение шума локального источника, и также не рассматриваются в настоящей работе.

Для снижения шума корпуса ДВС в настоящее время применяются различные конструкции. Наибольшее распространение получили звукоизолирующие капоты.

В современных установках ЗИК могут быть различны по форме, например, в США запатентована наружная герметизированная оболочка для холодильного компрессорного агрегата, выполненная в виде сферы, для придания оболочке большей жёсткости и снижения уровня шума и вибраций [4].

При изготовлении ЗИК нередко огромную роль играет целостность его конструкции, т.е. отсутствие соединений, например швов. Так в Германии исследования показали, что замена сварных конструкций на литые позволяет снизить уровень шума на 4-6 дБ [5].

Для снижения шума ДВС предпринимаются попытки капсулирования двигателя без снижения эффективности его охлаждения. Рассматриваются направления разработки и применения шумоизоляционных капсул и ее отдельных панелей. При этом важно применение композиционных материалов с функциями демпфирования [6].

Увеличение эффективности теплоотвода от капсулы возможно путем ее перфорирования. Патентуется система с перфорированными участками обшивки. В системе используются различные форма и размеры отверстий, изменение направления выдуваемых или всасываемых струй и объема воздуха [7].

В некоторых случаях для снижения шума тяжелых автомобильных дизелей нет конструктивной возможности или целесообразности закрывать дизель ЗИК целиком. Как вариант предлагается применение двухслойного кожуха, наружный тонкостенный слой которого создает прочность, а внутренний пористый толстостенный непосредственно прилегает к поддону и создает эффект шумоглушения. Кожух крепится к поддону дизеля с помощью кронштейнов и входящих в отверстия этих кронштейнов пружинных прижимов, захватывающих верхнюю часть периферийной отбортовки кожуха [8].

Так в заявке на патент по шумоизоляции капота с целью снижения внутреннего и внешнего шумов, в частности, моторного отсека двигателя, многослойный шумоизоляционный материал на основе пластиков. Структура состоит из не менее трех слоев: внутренняя пористая прокладка толщиной 2-30 мм из волокон PET-термопласта плотностью 50-1200 г/м^3; тонкий пористый слой толщиной 1 мм из нетканого полипропилена с плотностью 15-250 г/м^2 и воздухопроницаемостью 250-2500 Н с/м^3; верхняя тонкая непроницаемая фольга из полипропилена плотностью 20-100 г/м^2. Даны структура и варианты материала, его акустические характеристики, а также пример панели капота.

Следует отметить, что на некоторых строительных машинах эффективность капота является недостаточной, чтобы обеспечить необходимое снижение шума в окружающей среде. Создание новых, более эффективных по шумозащите капотов связано не только с увеличением их эффективности, но и с отработкой теплового режима под капотом. Эти два свойства капота являются взаимосвязанными, так как достигнуть увеличения акустической эффективности капота, закрывающего силовую установку с повышенным выделением тепла, возможно, лишь при решении вопросов его отвода в окружающую среду. Такой теплообмен достигается применением как вентиляторов, радиаторов и пр., так и использованием в конструкции капота различных щелей, отверстий, проемов и пр. Появление же проемов в капоте ведет к снижению его акустической эффективности. Таким образом, задача конструирования в приемлемом с акустической точки зрения, капоте является компромиссной.

Рис. 6 Схема шумовиброзащиты при проектировании СДМ.

Литература

1. ГОСТ 25646-95: Эксплуатация строительных машин. Общие требования.
2. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96.
3. Международный стандарт: ISO 6393 Акустика – Измерение внешнего шума, производимого землеройными машинами – Условия статического испытания
4. Патент 6276906 США. Герметичный кожух для компрессорного агрегата. – Опубликован в 2001 году.
5. Vollraih Klaus. Guss ermoglicht Fortschritt bei Schraubenverdichtern. Konstr. + Giessen. 2003, 28, № 3, str. 15-16.
6. Гаухштейн И. С., Корсаков В. В., Куновский Э. Б., Минюкович С. М. Капсулирование силового агрегата автомобилей «МАЗ». Автомоб. пром-сть. 2003, № 4, с. 10-12.
7. Патент 6772856, США. Fine jet control-type sound absorption system. – Опубликован в 2004 году.
8. Патент 5452693, США. Oil pan noise enclosure and attachment system for same. – Опубликован в 1995 году.

О ПРИЧИНАХ ПОВЫШЕННОГО ШУМА В ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ ОТ РАБОТЫ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Кирпичников В.Ю.[1], *ДроздоваЛ.Ф.*[2], *Яковлева Е.В.*[1]
Центральный научно-исследовательский институт
им. акад. А.Н. Крылова, Санкт-Петербург, Россия (1),
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (2)

Рассмотрены причины неблагополучной шумовой обстановки в девяти обследованных жилых зданиях. Приведены и проанализированы результаты измерений уровней шума и вибрации системы отопления в жилых комнатах. Представлены в качестве примера некоторые противошумовые мероприятия, рекомендованные для снижения уровней шума в жилых комнатах зданий.

Обеспечение благоприятной шумовой обстановки в зданиях является актуальнейшей задачей строительной акустики. Наибольшие сложности возникают при решении этой задачи для жилых и офисных помещений, расположенных в непосредственной близости от инженерно-технологического оборудования. Такое оборудование устанавливают, как правило, в подвальных технических помещениях (механизмы и системы теплоцентров) и на кровле зданий (оборудование котельных, а также систем вентиляции и кондиционирования воздуха). Акустически наиболее "уязвимыми" оказываются в этих случаях соседние помещения первого и последнего этажей. Имеют место случаи расположения индивидуального шумящего оборудования вентиляционных и тепловых систем непосредственно в жилых квартирах большой площади.

Известно, что непременным условием успешного снижения уровней шума от работы инженерно-технологического оборудования является участие опытных специалистов-акустиков на всех стадиях проектирования и строительства зданий. Однако, это условие выполняется не всегда и часто возникает необходимость снижать уровни шума в помещениях после завершения строительства зданий.

Соответствующие работы, как правило, начинаются с осмотра зданий и проведения необходимых акустических измерений. Выявляются источники и причины повышенного шума. Далее разрабатываются противошумовые мероприятия и начинается сложная, в условиях построенного и заселенного дома, процедура их внедрения. Важнейшим этапом подобных работ является конкретизация причин повышенного шума.

Основными причинами неблагополучной шумовой обстановки в девяти

обследованных нами жилых зданиях оказались следующие:

- неудачный выбор мест расположения технического помещения и (или) шумящего (виброактивного) оборудования относительно защищаемого от шума помещения;
- нерациональное размещение и конструктивное оформление фундаментов под оборудование и опор под трубопроводы и воздуховоды;
- использование акустически недоработанных батарей системы отопления;
- нерациональные прокладка и исполнение трубопроводов систем теплоснабжения;
- наличие щелей между трубопроводами и строительными конструкциями, через которые они проходят;
- отсутствие в технических помещениях средств звукопоглощения.

Кратко рассмотрим некоторые типичные примеры возникновения повышенных уровней шума в жилых зданиях и пути устранения акустических недоработок.

Неудачный выбор мест расположения технического помещения и (или) шумящего (виброактивного) оборудования был выявлен во всех девяти обследованных зданиях. Все технические помещения в этих зданиях находились под или над жилыми комнатами. В двух зданиях, где отсутствовали близко расположенные технические помещения, был обнаружен неудачный выбор места установки оборудования: в одном случае наружный блок кондиционера располагался на кровле здания в прямой видимости окна жилой комнаты (пять других более шумных наружных блоков были установлены грамотно и основными источниками шума в этой и других комнатах жилого дома не являлись), в другом – вентилятор был установлен на перекрытии непосредственно над жилой комнатой. В обоих случаях наблюдались превышения уровней звукового давления (УЗД), дБ, в нескольких октавных полосах над их предельно допустимыми значениями. В первом случае в спектре шума, измеренного в жилой комнате, были зарегистрированы тональные составляющие на частотах 46, 125, 262, 678 и 1000 Гц.

Уменьшение уровней шума было достигнуто за счет звукоизоляции наружного блока и внедрения в обоих случаях мероприятий по уменьшению уровней вибрации установочных конструкций. Каждый источник структурного шума был размещен на разработанной рамной конструкции через достаточно эффективные на средних и высоких частотах амортизаторы типа АКСС-25И. Превышения УЗД над предельно допустимыми (ПДУ) были устранены. Уровни тональных составляющих на частотах 46 и 125 Гц были снижены на 7 дБ, а исчезнувшей составляющей на частоте 678 Гц – более чем на 10 дБ.

Во всех обследованных случаях фундаменты под оборудование и крепежные стойки под трубопроводы и воздуховоды размещались только с учетом удобства их монтажа. Как правило, они располагались или крепились на перекрытиях и (или) стенах, являющихся и ограждающими конструкциями жилых комнат. Отсоединение элементов фундаментов и крепежных стоек от этих конструкций приводило к уменьшению уровней переизлучаемого ими (структур-

ного) шума в широком диапазоне низких и средних звуковых частот.

Известное положение о минимизации вибрации путем установки фундаментов и крепежных стоек в местах наибольшей жесткости строительных конструкций не выполнялось. В большинстве случаев фундаменты и стойки были изготовлены из стальных пластин и стержней толщиной 2–3 мм. Средства виброизоляции и вибропоглощения ни в одном из обследованных зданий не использовались.

В нескольких случаях повышение уровней шума в квартирах было связано с использованием акустически недоработанных батарей системы отопления.

Результаты измерений третьоктавных уровней шума в жилой комнате на различных расстояниях (0,1 м; 0,5 м и ~1,5 м) от батареи показаны на Рис. 1. Видим, что в большинстве третьоктавных полос наблюдается уменьшение уровней шума с удалением от батареи.

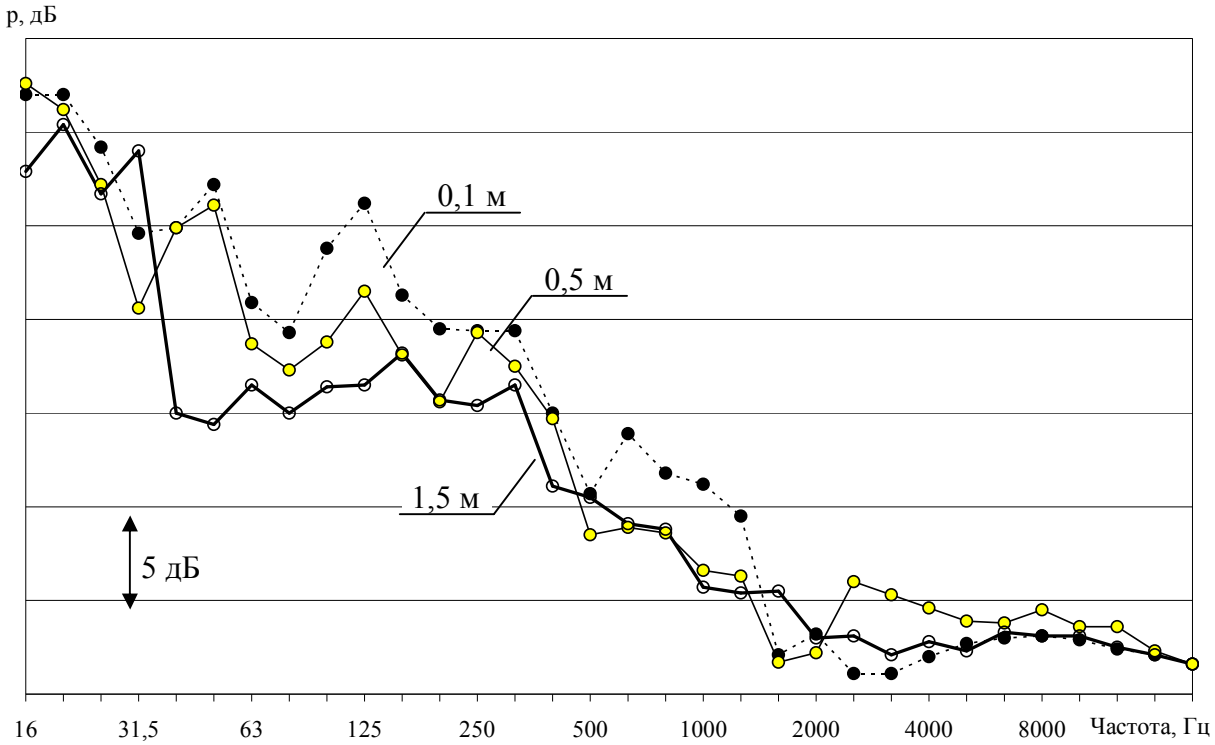


Рис. 1. Третьоктавные спектры шума в гостиной
на различных расстояниях от батареи

Узкополосные спектры шума (Рис. 2) содержат большое число тональных составляющих. Частоты некоторых наиболее выраженных составляющих шума, зарегистрированных в различных жилых комнатах с батареями одного типа, оказались одинаковыми и близкими, что свидетельствовало об одинаковой физической природе его возникновения (например, частоты 630 Гц–643 Гц, 2327 Гц–2330 Гц, 4657 Гц–4667 Гц). Именно эти тональные составляющие и вызывали раздражающее действие на жильцов.

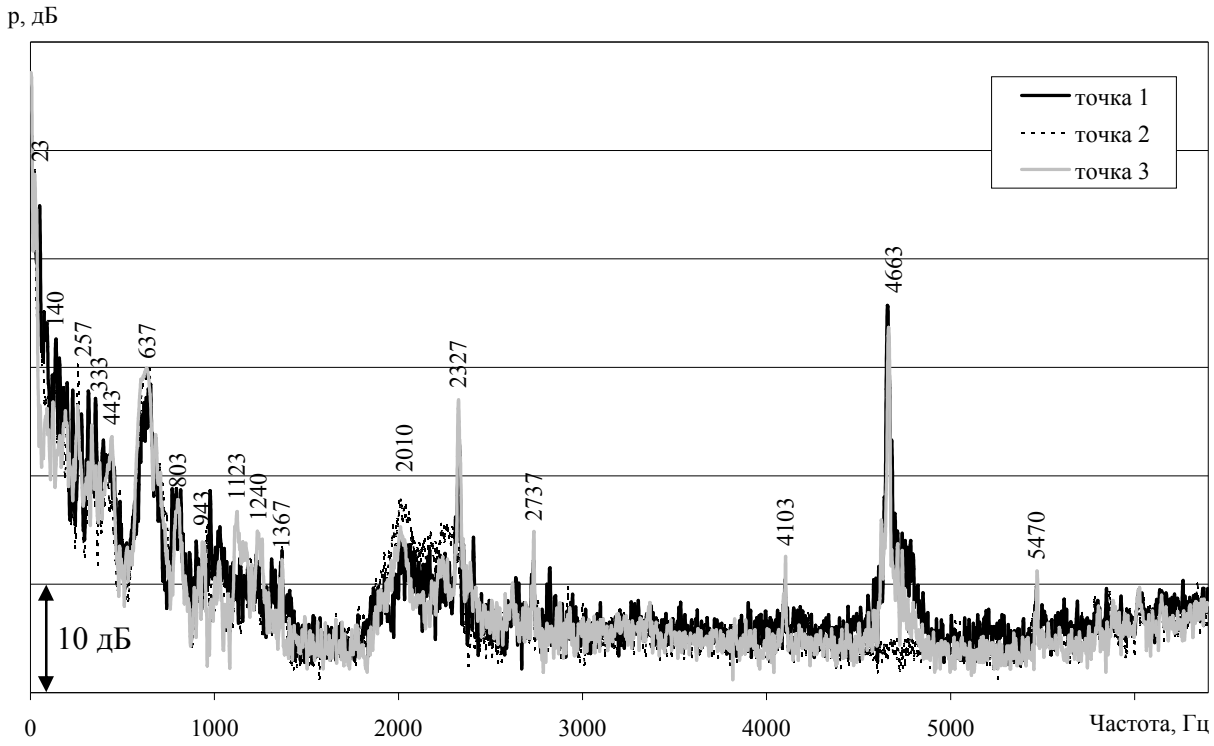


Рис. 2. Узкополосные спектры шума в гостиной

Аналогичную форму – с большим числом тональных составляющих – имели узкополосные спектры вибрации батарей. Типичные узкополосные спектры вибрации одной из батарей приведены на рис. 3.

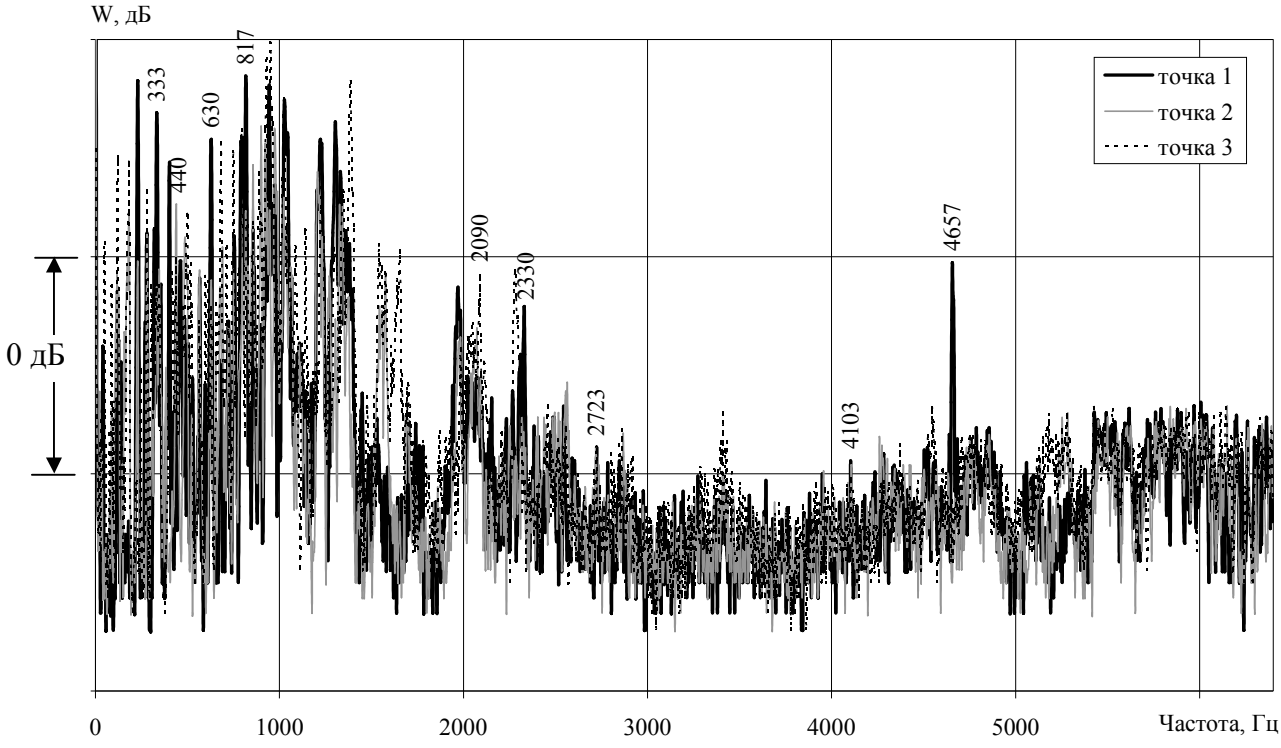


Рис. 3. Узкополосные спектры вибрации батареи в гостиной

Совпадение частот наиболее выраженных тональных составляющих в спектрах шума и вибрации свидетельствовало о том, что эти составляющие имеют одинаковую природу возникновения, а причиной повышенных уровней шума в квартире является шумоизлучение металлической пластины батарей на ее резонансных частотах. Замена батарей на секционные аналоги с большим числом малоразмерных пластинчатых элементов вместо одной пластины с существенно большими (чем у отдельных пластинчатых элементов) размерами в плане привела к улучшению шумовой обстановки в жилых комнатах.

Прокладка и исполнение трубопроводов систем снабжения водой и отоплением в большинстве случаев были выполнены акустически нерационально.

Магистральные трубы вводились в здание непосредственно под жилыми комнатами; при неудачном выборе мест расположения технических помещений, на расстояниях до 20 м от этих вводов они имели дублирующие участки с противоположным направлением движения воды. Отводы от распределительных трубопроводов выполнялись без учета направления движения воды, как правило, под прямым углом; в некоторых случаях отводы имели до шести поворотов вместо двух необходимых. Радиус поворотов, как правило, был много меньше их радиуса, рекомендуемого для исключения условий возникновения повышенных уровней шума в трубопроводах и вибрации их стенок.

Трубопроводы обследованных систем преимущественно были металлическими.

Приведем в качестве примера некоторые противошумовые предложения, внедрение которых привело к снижению уровней шума в жилых комнатах одного из обследованных зданий:

- осуществить ввод воды в горизонтальный распределительный (по квартирам здания) трубопровод системы отопления по ходу ее движения;
- заменить участок металлического вертикального трубопровода системы обратной воды на металлопластиковый;
- заменить участки металлических трубопроводов (с пятью поворотами) прямой и обратной воды системы отопления на металлопластиковые трубопроводы с одним плавным поворотом.

Реализация этих мероприятий с устранением щелей в местах прохода трубопроводов через строительные конструкции, общие с "неблагополучной" квартирой, привела к уменьшению уровней шума в ней на величину 8 дБА. Уровни шума в жилых комнатах оказались меньше ПДУ для ночного времени суток.

Во всех обследованных технических помещениях уровни шума были достаточно высокими. Величина УЗ, дБА, достигала 66–74 дБА. Звукопоглощающий материал на ограждающих конструкциях этих помещений отсутствовал и основной составляющей, которая формировала поле звуковых давлений у конструкций, отделяющих технические помещения от жилых комнат, являлся реверберационный шум.

Для уменьшения уровней шума в жилых комнатах предлагалась облицовка стен и потолка (или частично пола) технических помещений теплозвукопоглощающим материалом типа Rockwool, Jsover, Ursa толщиной не менее 50 мм.

В каждом из случаев для уменьшения уровней шума предлагался приоритетный порядок внедрения противошумовых мероприятий с обязательным контролем их эффективности на каждом этапе, что должно способствовать уменьшению трудозатрат и стоимости работ.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

ДроздоваЛ.Ф. [1], *Кирпичников В.Ю.* [2], *Кудаев А.В.* [1]
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (1),
ФГУП “ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова” (2)

Авторами проведено экспериментальное исследование ослабления шумовых сигналов при удалении от источника их возникновения, либо при прекращении его работы.

В основу исследования положены результаты измерений уровней звукового давления, выполненных в здании с производственными (мастерские) и лабораторными помещениями при работе в одном из них источника шума.

1. Методика проведения исследований

Экспериментальное исследование акустических характеристик производственных помещений производились в диапазоне частот от 20 Гц до 20 кГц. Значения измеряемых параметров шума определены в третьоктавных (преимущественно) или в октавных полосах частот

Степень ослабления уровней шума при его распространении от источника по зданию (или в окружающую среду) зависит от многих физических и геометрических факторов, в том числе от акустических характеристик помещения, где находится источник, и помещений, через которые звуковая энергия распространяется от источника.

Важнейшей акустической характеристикой помещений является звукоизоляция строительных конструкций – ограждений помещений (стен, потолка, пола, перегородок и т.п.), преград на пути распространения звуковой энергии от ее источника.

Сведения о звукоизоляции строительных конструкций содержатся в большом числе работ отечественных и зарубежных авторов (см., например, /1–6/). В некоторых работах приведены методики измерения звукоизоляции. Вопросу испытаний звукоизоляции от воздушного шума между помещениями посвящен международный стандарт /3/.

По физической сути звукоизоляция строительной конструкции является акустическим параметром, количественно характеризующим прохождение звука сквозь препятствие на пути распространения звуковой энергии.

На практике обычно измеряют не звукоизоляцию, а перепад уровней звукового давления (УЗД), т.е. разницу между значениями УЗД в “шумном” и

“тихом” помещениях. По величине перепада и времени реверберации (временного затухания звука) в помещениях можно рассчитать звукоизоляцию и, наоборот, с использованием звукоизоляции – перепад УЗД при прохождении звука через строительную конструкцию.

В основу методики, использованной при измерениях величин ослабления уровней шума при его распространении от источника в здании, положены методические рекомендации по измерению перепада УЗД (условно звукоизоляции), содержащиеся в работах /1, 5/.

Суть методики сводится к следующему.

Источник шума последовательно устанавливается на различных расстояниях от поверхности и кромок ограждения, отделяющего озвучиваемое помещение от малошумного. В качестве мест установки источника шума выбираются точки, находящиеся в плоскостях, параллельных ранее указанному ограждению и расположенные от его поверхности (со стороны озвучиваемого помещения) на расстояниях 0,05, 0,25 и 1,0 м. В каждой из плоскостей выбираются три точки расположения геометрического центра источника звука – напротив середины испытываемого помещения, а также на расстоянии от нее, равном 0,5b – 1,0, м, где b – ширина ограждения. Расстояние источника шума от пола принимается во всех случаях равным 1,5 м.

Измерения уровней шума (звукового давления в октавных или третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами 16 (31,5)–16000 Гц или 20–20000 Гц) в озвучиваемом помещении производятся в пяти точках. Все точки измерения находятся в плоскости, параллельной полу и расположенной от него на расстоянии 1,5 м. Одна из них (№ 1) совпадает с геометрическим центром соответствующего поперечного сечения объема помещения, а четыре другие находятся на диагоналях сечения при равном удалении от точки № 1 и от углов помещения. Точки № 2 и № 3 находятся при меньшем ($\alpha/4$), а точки № 4 и № 5 – при большем ($3\alpha/4$) расстоянии от испытанного ограждения.

Измерения октавных или третьоктавных уровней звукового давления в тихом помещении производятся также в пяти точках. Схема расположения точек измерения уровней шума в тихом помещении была аналогична ранее описанной схеме расположения точек измерения в шумном помещении.

В качестве максимальной, средней и минимальной величин ослабления акустического сигнала при его прохождении через ограждение принимается разница аналогичных величин октавных или третьоктавных уровней звукового давления в озвучиваемом и тихом помещениях.

2. Результаты экспериментального определения шумовых характеристик производственных помещений и их ограждений

План двух производственных помещений, в которых проводились измерения, с указанием точек контроля звукового давления и мест расположения акустической системы, приведен на рисунке 1.

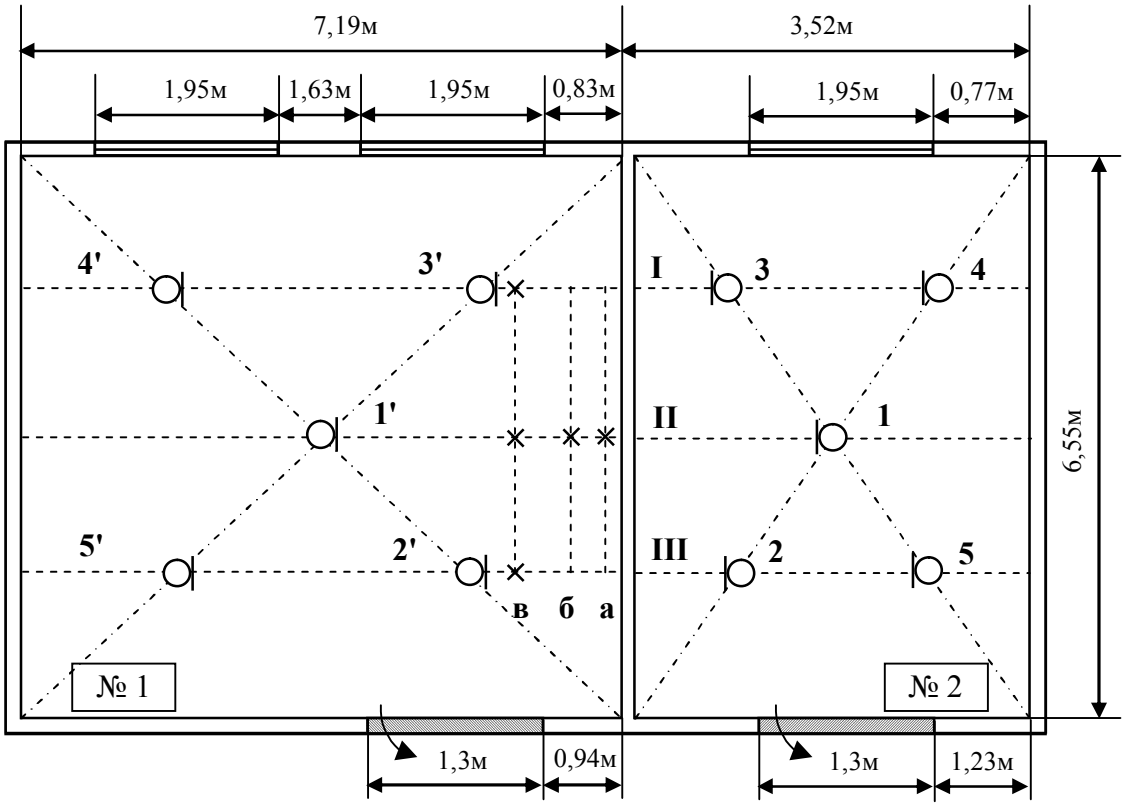


Рис. 1. Схема помещений с указанием точек измерения ВШ (○)
и мест расположения акустической системы (**x**).

Акустическая система располагалась на расстояниях 0,05 м (а), 0,25 м (б) и 1,0 м (в) от стены между помещениями № 1 и № 2.

Анализ полученной информации показывает, что независимо от места нахождения акустической системы отклонение минимального и максимального значений от их средней величины в озвучиваемом помещении составляет в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5–250 Гц (±3) дБ–(±6) дБ и, как правило, порядка ±2 дБ на более высоких частотах. С ростом частоты, как и следовало ожидать, звуковое поле в шумном помещении приближается к квазидиффузному. (Согласно формуле Майера нижняя частотная граница $f = \frac{10^3}{\sqrt[3]{V}}$ такого поля в озвучиваемом помещении имеет численное значение около 180 Гц, где V – объем помещения в $м^3$). В тихом помещении разброс между максимальным и минимальным значениями также уменьшается с ростом частоты. Однако в целом по спектру он несколько меньше аналогичного разброса в озвучиваемом помещении. Наибольшее различие уровней звукового давления в тихом помещении было зарегистрировано в частотной полосе 31,5 Гц. Именно в нее попадает низшая частота резонансных колебаний воздушного объема этого помещения (около 26 Гц). На более высоких частотах разброс максимального и минимального значений от их средней величины составил (±1) дБ–(±2) дБ. Полученный результат может быть объяснен примерно одинаковым уровнем шумоизлучения участков разделяющего

ограждения, что возможно в случае его сравнительно небольших габаритов при достаточно малых потерях колебательной энергии.

Величины ослабления шумового сигнала при его прохождении через оштукатуренную с двух сторон кирпичную кладку толщиной 125 мм, разделяющую шумное (№ 1) и тихое (№ 2) помещения, представляющие разности среднего, максимального и минимального значений октавных УЗД, приведены на рис. 2 и 3.

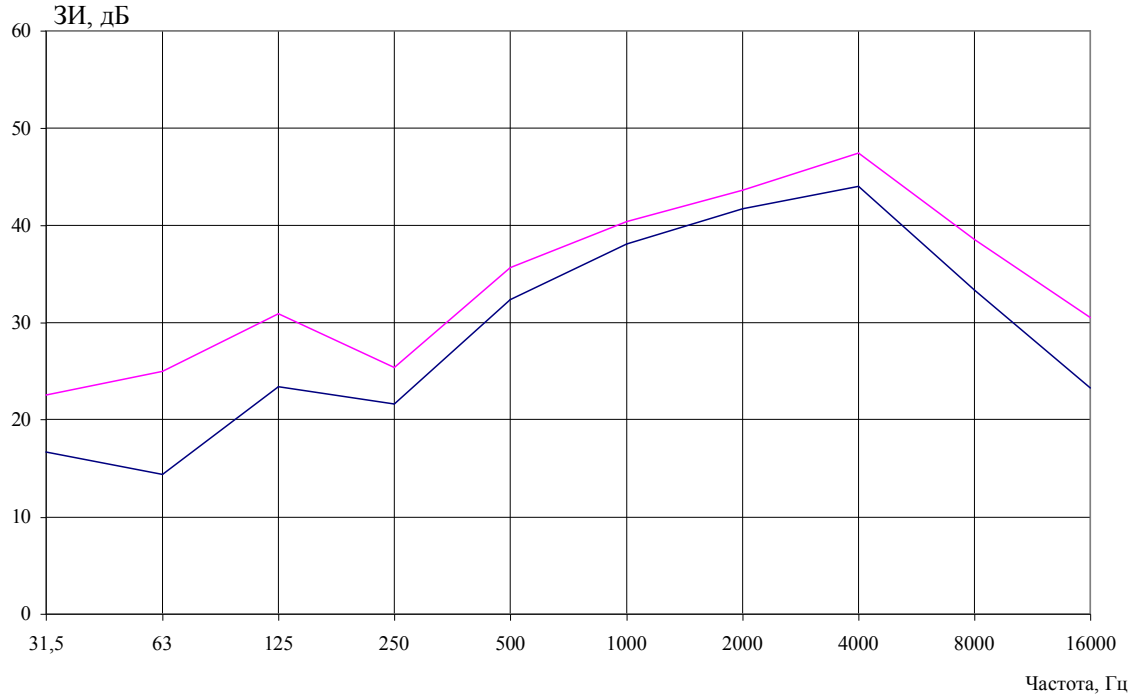


Рис. 2. Рукав величин ослабления акустического сигнала

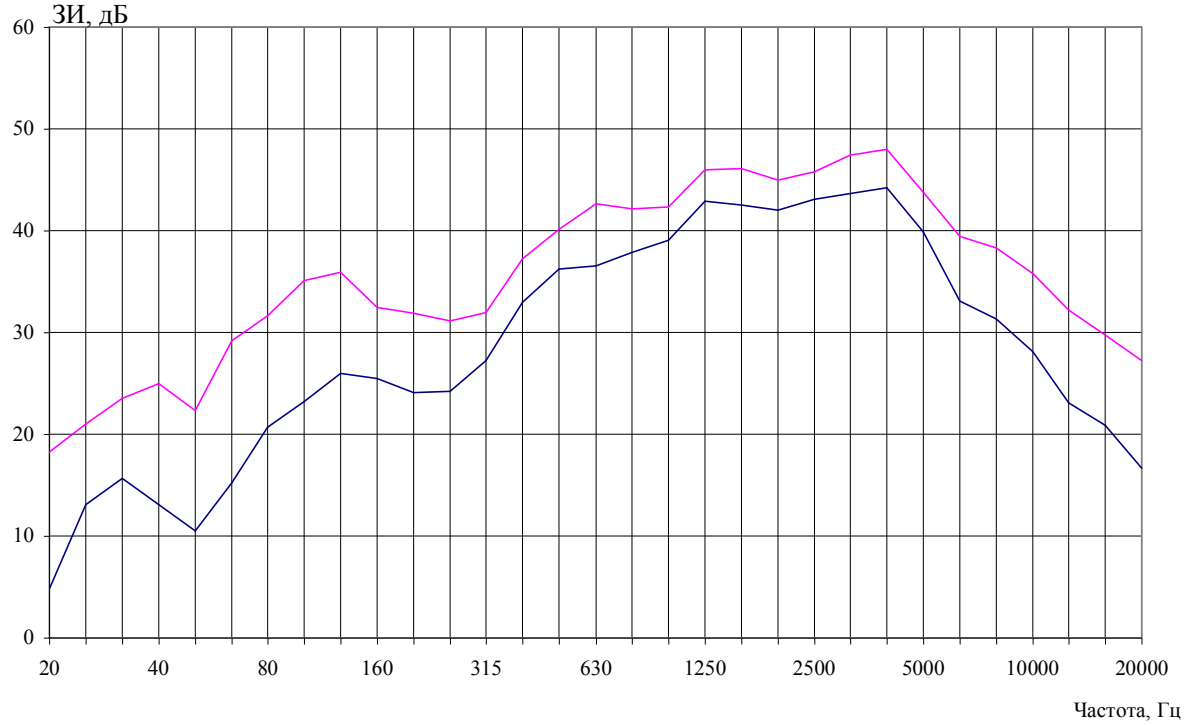


Рис. 3. Рукав величин ослабления акустического сигнала

Из рисунков видно, что разброс значений величин ослабления акустического сигнала Δ достаточно велик и мало зависит от частоты. Среднее, по частотным полосам, значение этого разброса составляет ~7 дБ. Понятно, что при проведении одноточечных измерений уровней шума в каждом из помещений, когда возможны варианты измерения максимального (минимального) уровня в шумном и минимального (максимального) уровня в тихом помещениях, различие величин ослабления акустического сигнала может оказаться еще большим.

План производственных помещений, в которых проводились подобные же измерения величин ослабления уровней шума (условно – звукоизоляции), с указанием точек контроля звукового давления и мест расположения акустической системы, приведен на рисунке 4. Акустическая система располагалась на расстояниях 0,05 м (а), 0,25 м (б) и 1,0 м (в) от стены между помещениями № 1 и № 2.

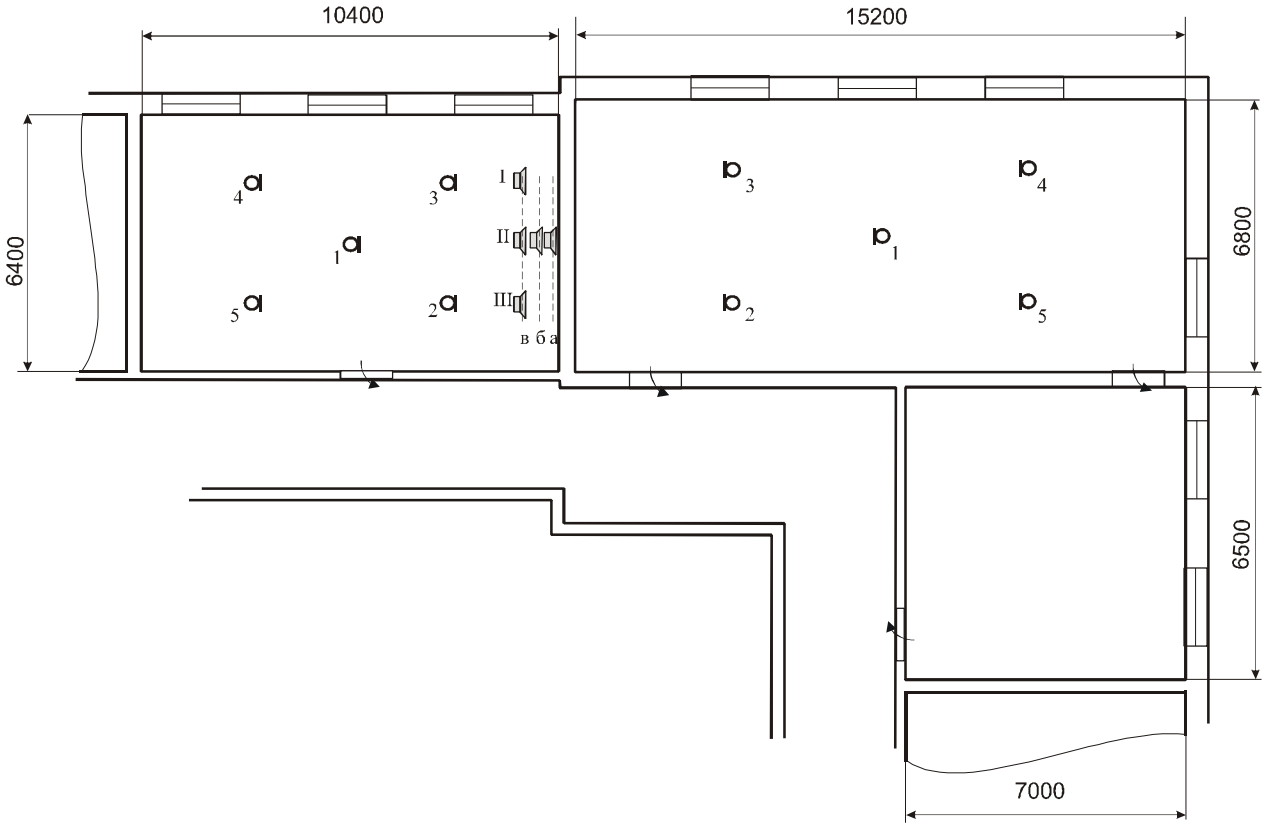


Рис. 4. Схема помещений с указанием точек измерения ВШ (○) и мест расположения акустической системы ( )

Анализ полученной информации также показывает, что независимо от места нахождения акустической системы отклонение минимального и максимального значений от их средней величины в озвучиваемом помещении составляет в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5–250 Гц (±2) дБ–(±6) дБ и, как правило, порядка ±2 дБ на более высоких частотах. С ростом частоты, как и в ранее описанном эксперименте, звуковое поле в шумном помещении приближается к квазидиффузному. В тихом помещении раз-

брос между максимальным и минимальным значениями также уменьшается с ростом частоты. Однако в целом по спектру он несколько меньше аналогичного разброса в озвучиваемом помещении. Наибольшее различие уровней звукового давления в тихом помещении было зарегистрировано в частотной полосе 63 Гц. На более высоких частотах разброс максимального и минимального значений от их средней величины составил (±1) дБ–(±2) дБ. Полученный результат может быть объяснен примерно одинаковым уровнем шумоизлучения участков разделяющего ограждения, что возможно в случае его сравнительно небольших габаритов при достаточно малых потерях колебательной энергии.

Частотные характеристики рукава шумового сигнала при его прохождении через оштукатуренную с двух сторон кирпичную кладку толщиной 360 мм, разделяющую шумное (№ 1) и тихое (№ 2) помещения, представляющие разности среднего, максимального и минимального значений октавных УЗД как и в предыдущем разделе приведены на рисунках 5 и 6.

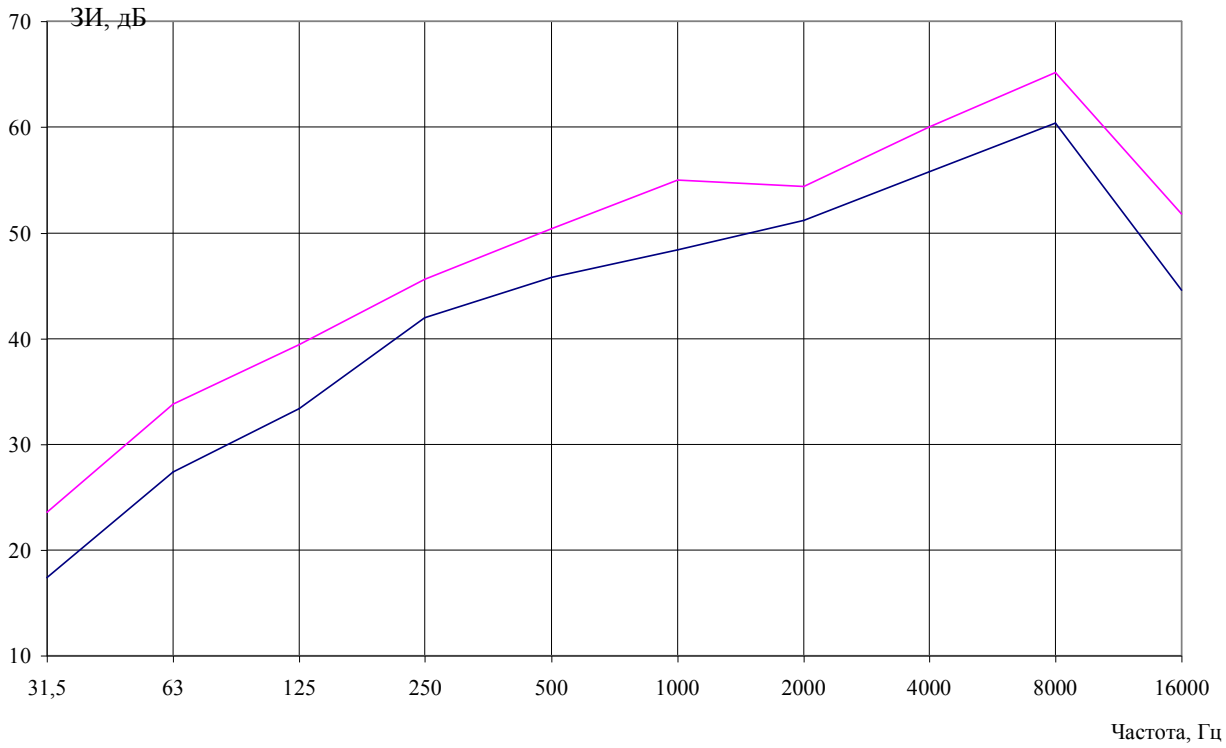


Рис. 5. Рукав величин ослабления акустического сигнала

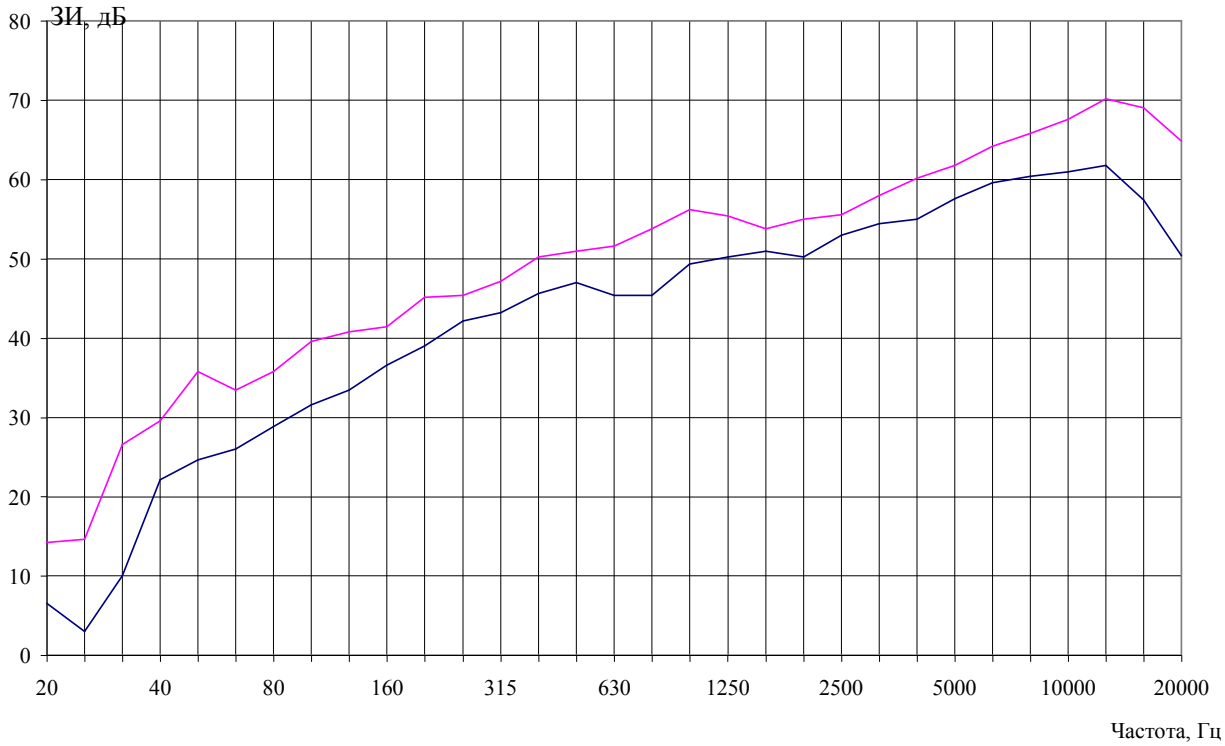


Рис. 6. Рукав величин ослабления акустического сигнала

Из рисунка видно, что разброс значений величин ослабления акустического сигнала Δ достаточно велик и мало зависит от частоты. Среднее, по частотным полосам, значение этого разброса, как и ранее, составляет ~7 дБ. Понятно, что при проведении одноточечных измерений уровней шума в каждом из помещений, когда возможны варианты измерения максимального (минимального) уровня в шумном и минимального (максимального) уровня в тихом помещениях, различие величин ослабления акустического сигнала может оказаться еще большим.

Заключение

К основным результатам выполненной работы можно отнести следующее:

Проведены измерения уровней шума в озвучиваемом и соседнем производственных помещениях (два варианта), разделенных оштукатуренной кирпичной стеной. В каждом из помещений уровни шума определены в пяти точках при таком же числе мест расположения источника шума (см. схему на рисунке 1).

С использованием результатов измерений шума определены величины ослабления средних, максимальных (условно – максимальная звукоизоляция) и минимальных (условно – минимальная звукоизоляция) уровней звукового давления в октавных (31,5 Гц – 16000 Гц) и третьоктавных (20 Гц–20000 Гц) полосах частот. Осредненные по месту расположения источника шума значения максимальной и минимальной звукоизоляции приведены на рисунках 3, 4 (первая группа помещений) и 6, 7 (вторая группа помещений, разделенных более

толстой стеной). В обоих случаях средняя по частотным полосам разница между соответствующими значениями звукоизоляции оказалась равной ~ 7 дБ.

Сделан вывод о высокой вероятности большой погрешности при определении условной звукоизоляции строительных конструкций по результатам одноточечных измерений уровней шума в каждом из помещений.

Литература

1. И.И.Боголепов. Промышленная звукоизоляция, Ленинград, Судостроение, 1986.
2. ГОСТ 15116-79. Шум. Методы измерения звукоизоляции внутренних ограждающих конструкций зданий
3. ИСО 140/IV-78. Акустика. Измерение звукоизоляции в зданиях и строительных элементах. Часть IV. Испытания звукоизоляции от воздушного шума между комнатами, проводимые на месте.
4. ИСО 717/-82. Акустика. Основы звукоизоляции в зданиях и элементах зданий. Часть I. Изоляция воздушного шума в зданиях и внутренних элементах зданий.
5. Э.В.Ретлинг. Исследование звукоизоляции ограждающих конструкций зданий и ее повышение. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, Волгоградская государственная архитектурно-строительная академия, Нижний Новгород, 1999.
6. А.М.Сенан. Звукоизоляция междуэтажных перекрытий гражданских зданий. Кубанский государственный технологический университет. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Краснодар, 2007.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Дроздова Л.Ф. [1], *Кирпичников В.Ю.* [2], *Кудаев А.В.* [1]
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (1),
ФГУП “ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова” (2)

Авторами проведено экспериментальное исследование по оценке частотных характеристик условной звукоизоляции некоторых строительных конструкций. Приведена информация об ослаблении уровней шума, полученная авторами при проведении акустического обследования предприятий.

Экспериментальное исследование акустических характеристик строительных конструкций производились в диапазоне частот от 20 Гц до 20 кГц. Значения измеряемых параметров шума определены в третьоктавных (преимущественно) или в октавных полосах частот

Важнейшей акустической характеристикой любого помещения является звукоизоляция строительных конструкций – ограждений помещений (стен, потолка, пола, перегородок и т.п.), преград на пути распространения звуковой энергии от ее источника.

Сведения о звукоизоляции строительных конструкций содержатся в большом числе работ отечественных и зарубежных авторов (1, 3, 4). В некоторых работах приведены методики измерения звукоизоляции. Вопросу испытаний звукоизоляции от воздушного шума между помещениями посвящен международный стандарт ИСО 140/IV-78. Акустика. Измерение звукоизоляции в зданиях и строительных элементах. Часть IV. Испытания звукоизоляции от воздушного шума между комнатами, проводимые на месте.

По физической сути звукоизоляция строительной конструкции является акустическим параметром, количественно характеризующим прохождение звука сквозь препятствие на пути распространения звуковой энергии.

На практике обычно измеряют не звукоизоляцию, а перепад уровней звукового давления (УЗД), т.е. разницу между значениями УЗД в “шумном” и “тихом” помещениях. По величине перепада в помещениях можно рассчитать звукоизоляцию и, наоборот, с использованием звукоизоляции – перепад УЗД при прохождении звука через строительную конструкцию.

В основу методики, использованной при измерениях величин ослабления уровней шума при его распространении от источника в здании, положены методические рекомендации по измерению перепада УЗД (условно звукоизоляции).

Приведем результаты измерений величин перепада УЗД (условно звукоизоляции строительных конструкций), полученные авторами работы при проведении акустического обследования некоторых предприятий.

А. Звукоизоляция наружной стены производственного помещения ООО “Колтушский домостроительный комбинат” (Ленинградская область, Всеволожский район, п/о Колтуши).

Стена изготовлена из панелей П-100 (толщина 100 мм), представляющих собой два скрепленных стальных листа толщиной 0,8 мм, пространство между которыми заполнено теплоизоляционым материалом типа Jsover.

Ориентировочные размеры шумного помещения в плане 100х40 м. Высота помещения – около 8 м. Источник шума – дисковые пилы, вентиляционные установки и пр.

Измерения уровней шума в производственном помещении производились на расстоянии 1 м от наружной стены здания в трех точках, расположенных вблизи одной из дисковых пил.

Измерения уровней шума снаружи помещения выполнялись на таком же расстоянии от стены и в таком же количестве точек, расположенных напротив внутренних точек измерения.

Результаты измерений УЗД, дБ, в октавных и третьоктавных полосах частот и УЗ, дБА, в частотной полосе А содержатся в таблицах 1 и 2 Там же приводятся расчетные значения условной звукоизоляции строительной конструкции (ЗИ, дБ).

Таблица 1

№№ точек измерения	**УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**										**УЗ, дБА**
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	**16000**	
В помещении											
точка 1	78	86	80	73	71	75	72	76	75	70	82
точка 2	79	85	80	75	74	74	74	75	74	68	81
точка 3	78	84	79	76	78	71	69	76	77	73	82
Средний	78	85	80	75	75	74	72	76	75	71	82
Снаружи помещения											
точка 4	69	72	60	51	45	44	43	33	22	15	52
точка 5	69	72	59	50	44	41	40	32	20	14	51
точка 6	67	72	60	49	47	42	40	31	22	15	51
Средний	69	72	60	50	46	42	41	32	22	15	51
ЗИ, дБ	10	13	20	25	30	32	31	44	54	56	30

Таблица 2

№№ точек измерения	УЗД, дБ, в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц														
	20	**25**	**31,5**	**40**	**50**	**63**	**80**	**100**	**125**	**160**	**200**	**250**	**315**	**400**	**500**
В помещении															
точка 1	67	69	71	77	84	80	80	77	77	70	66	67	71	69	65
точка 2	67	72	75	75	83	78	78	75	77	72	69	70	70	73	67
точка 3	62	73	73	73	81	76	79	75	74	72	72	68	73	76	72
Средний	66	72	74	75	83	78	79	76	76	71	70	69	72	73	69
Снаружи помещения															
точка 4	67	65	65	64	71	63	65	58	53	51	47	46	44	43	39
точка 5	71	66	64	64	71	63	65	58	53	50	47	44	43	42	38
точка 6	68	64	62	63	71	63	66	59	53	49	45	44	43	43	43
Средний	69	65	64	64	71	63	65	58	53	50	47	45	43	43	40
ЗИ, дБ	-3	7	10	11	12	15	14	17	23	21	23	24	28	30	29

№№ точек измерения	УЗД, дБ, в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц														
	630	**800**	**1000**	**1250**	**1600**	**2000**	**2500**	**3150**	**4000**	**5000**	**6300**	**8000**	**10000**	**12500**	**16000**	**20000**
В помещении																
точка 1	65	73	70	68	67	68	68	69	72	73	70	71	69	68	65	61
точка 2	66	68	67	72	71	68	68	68	70	71	71	69	68	66	63	58
точка 3	68	67	65	68	64	65	65	69	72	72	73	72	71	70	68	65
Средний	66	70	68	70	68	67	67	69	71	72	71	71	69	68	66	62
Снаружи помещения																
точка 4	38	37	38	41	41	39	34	31	28	24	20	16	13	11	10	10
точка 5	36	35	35	37	37	35	31	29	27	23	19	14	11	10	9	9
точка 6	38	38	36	37	38	36	30	28	27	23	20	16	13	11	9	9
Средний	38	37	37	39	39	37	32	29	27	24	20	15	13	11	10	9
ЗИ, дБ	29	33	31	31	29	30	35	40	44	49	51	56	57	58	56	53

Обращаясь к таблице 1, видим, что в октавных частотных полосах величины звукоизоляции строительной конструкции из стеновых панелей П-100 равняются: 10 и 13 дБ в полосах 31,5 и 63 Гц; 20 и 25 дБ в полосах 125 и 250 Гц; 30, 32 и 31 дБ в полосах 500, 1000 и 2000 Гц; 44 дБ в полосе 4000 Гц; 54 и 56 дБ в полосах 8000 и 16000 Гц. Ослабление строительной конструкцией уровня звука в частотной полосе А оказалось равным 30 дБА.

Анализ экспериментальных данных, содержащихся в таблице 2, показал, что различие в величинах звукоизоляции в третьоктавных полосах, попадающих в одну и ту же октавную полосу, составляет примерно 5 дБ. Меньшее различие зарегистрировано в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 500 Гц (1 дБ), 1000 Гц (2 дБ) и 63 Гц (3 дБ), а большее – в полосе 4000 Гц (9 дБ), а также в полосах 125, 2000 и 8000 Гц (6 дБ).

Частотные характеристики октавной и третьоктавной звукоизоляции имеют тенденцию повышения значений с ростом частоты. Явно выраженные “про-

валы" в значениях звукоизоляции, обусловленные волновыми явлениями в конструкции, отсутствуют.

Б. Звукоизоляция внутренней стены, разделяющей шумное производственное и тихие служебные помещения ООО "Русал" (Ленинградская область, г. Всеволожск).

Стена изготовлена из панелей типа сэндвич, описанных в п. А.

Ориентировочные размеры производственного помещения 100х100 м. Высота помещения – около 12 м. Источники шума – многочисленное оборудование основного производственного цикла и вентиляционные системы.

Размеры в плане тихих служебных помещений – ориентировочно 5х8 м (№ 1) и 6х10 м (№ 2). Высота потолка – около 3 м.

Измерения уровней шума в производственном помещении производились при движении оператора на расстоянии 1 м вдоль участков стены, находящихся напротив служебных помещений.

Измерения уровней шума в каждом из служебных помещений проводились в трех точках на расстоянии 1 м от стены, отделяющей их от производственного помещения.

Результаты измерений третьоктавных уровней звукового давления, дБ. и уровня звука в частотной полосе А, дБА, в шумном и тихих помещениях содержатся в таблице 3. Там же приведены рассчитанные уровни условной звукоизоляции разделяющей помещения стены.

Таблица 3

Помещения	**УЗД, дБ, в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**														
	20	**25**	**31,5**	**40**	**50**	**63**	**80**	**100**	**125**	**160**	**200**	**250**	**315**	**400**	**500**
Шумное помещение	79	86	83	81	84	84	83	85	84	85	85	84	83	82	84
Тихое помещение №1	65	63	70	64	64	64	58	62	57	59	56	55	52	51	50
ЗИ, дБ	14	23	13	17	20	20	25	23	27	26	29	29	31	31	34
Шумное помещение	74	86	82	81	84	83	84	86	83	84	85	83	82	83	84
Тихое помещение №2	59	67	66	63	68	69	66	63	56	55	53	48	45	41	41
ЗИ, дБ	15	19	16	18	16	14	18	23	27	30	33	35	37	42	43

Помещения	**УЗД, дБ, в третьоктавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**															
	630	**800**	**1000**	**1250**	**1600**	**2000**	**2500**	**3150**	**4000**	**5000**	**6300**	**8000**	**10000**	**12500**	**16000**	**20000**
Шумное помещение	84	82	81	81	82	81	83	83	80	77	76	74	71	71	65	59
Тихое помещение №1	47	47	48	49	48	47	47	48	47	44	42	37	32	29	28	26
ЗИ, дБ	37	35	33	32	34	34	36	35	33	33	34	37	39	42	37	33
Шумное помещение	84	81	80	79	82	80	80	79	77	77	75	72	70	70	62	56
Тихое помещение №2	37	38	41	37	33	30	29	33	36	31	29	23	23	23	24	25
ЗИ, дБ	47	43	39	42	49	50	51	46	41	46	46	49	47	47	38	31

Обращаясь к таблице 3, видим, что в некоторых полосах (1600, 2000 и 2500 Гц и т.д.) значения звукоизоляции, полученные с использованием результатов измерений УЗД в разных тихих помещениях, отличаются друг от друга достаточно существенно (на величину до 16 дБ). В большинстве частотных полос значения звукоизоляции оказались примерно одинаковыми.

Как и следовало ожидать, значения звукоизоляции растут с увеличением частоты. Заметный (на величину 5 дБ) меньший уровень звукоизоляции в сравнении с уровнями в соседних полосах был зарегистрирован лишь в полосе со среднегеометрической частотой 4000 Гц. Уменьшение звукоизоляции в третьоктавных полосах 16000 20000 Гц в сравнении с величинами звукоизоляции в полосах 400–12500 Гц, по всей видимости, связано с низкими уровнями акустического сигнала (ультразвука) в шумном помещении (или высокими уровнями помехи в тихих помещениях).

В. Звукоизоляция внутренней стены в производственном корпусе ООО “Чупа-Чупс Рус” (Санкт-Петербург).

Стена изготовлена из бетона. Толщина стены – 100 мм.

Измерения проводились в производственном (участок фасовки) и складском (в режиме тишины) помещениях. Площадь разделяющего помещения ограждения – около 80 м^2.

Измерения уровней шума (октавных уровней звукового давления в полосах со среднегеометрическими частотами 31,5–8000 Гц) в помещениях выполнялись при движении оператора вдоль ограждения на расстоянии от него 1 м.

Результаты измерений уровней звукового давления содержатся в таблице 4.

Таблица 4

Помещения	**УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**УЗ, дБА**
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Фасовочный участок	73	70	70	69	72	74	73	72	68	79
Склад	67	69	59	51	46	47	45	44	37	52
ЗИ, дБ	6	1	11	18	26	27	28	28	31	27

Обращаясь к таблице 4, видим, что в диапазоне, включающем октавные полосы 31,5–500 Гц, звукоизоляция имеет тенденцию роста с частотой. На более высоких частотах ее значения в октавных полосах оказываются практически одинаковыми. Уменьшение ограждением уровня звука в частотной полосе А составило 27 дБА.

Заключение

К основным результатам выполненной работы можно отнести следующее:

Измерены частотные характеристики условной звукоизоляции следующих

строительных конструкций:

- наружной стены производственного помещения ООО «Колтушский домостроительный комбинат» (Ленинградская область, Всеволожский район, п/о Колтуши); стена изготовлена из сэндвич-панелей типа П-100, представляющих собой два скрепленных стальных листа толщиной 0,8 мм, пространство между которыми (100 мм) заполнено теплоизоляционным материалом типа Jsover;
- внутренней стены из сэндвич-панелей типа П-100, разделяющей шумное производственное и тихие служебные помещения ООО «Русал» (Ленинградская область, г. Всеволожск);
- внутренней бетонной стены толщиной 100 мм, разделяющей участок фасовки и склад ООО «Чупа-Чупс Рус» (Санкт-Петербург).

Литература

1. И.И.Боголепов. Промышленная звукоизоляция, Ленинград, Судостроение, 1986.
2. ГОСТ 15116-79. Шум. Методы измерения звукоизоляции внутренних ограждающих конструкций зданий.
3. Э.В.Ретлинг. Исследование звукоизоляции ограждающих конструкций зданий и ее повышение. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, Волгоградская государственная архитектурно-строительная академия, Нижний Новгород, 1999.
4. А.М.Сенан. Звукоизоляция междуэтажных перекрытий гражданских зданий. Кубанский государственный технологический университет. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Краснодар, 2007.

РАСЧЕТ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Куклин Д.А., Курцев Г.М.
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Эквивалентный уровень звука $L_{A_{экв25}}$ шума, создаваемого отдельными поездами *i*- ой категории на расстоянии 25 м от оси ближнего магистрального железнодорожного пути, рассчитывают по формулам:

для пассажирских поездов (категория 1)

$$L^{(1)}{}_{A_{экв25}} = 6{,}4 + 25{,}7\,lg(v_1) + 10\,lg(l_1) \quad (1)$$

для грузовых поездов (категория 2)

$$L^{(2)}{}_{A_{экв25}} = 11{,}4 + 23{,}9\,lg(v_2) + 10\,lg(l_2) \quad (2)$$

для электропоездов (категория 3)

$$L^{(3)}{}_{A_{экв25}} = 4{,}4 + 31{,}4\,lg(v_3) + 10\,lg(l_3) \quad (3)$$

для высокоскоростных поездов (категория 4)

$$L^{(4)}{}_{A_{экв25}} = 6{,}4 + 23{,}1\,lg(v_4) + 10\,lg(l_4) \quad (4)$$

где v_i – скорость движения поезда i-ой категории, км/ч;

l_i – длина поезда i-ой категории, м;

i = 1,2,3,4.

Часовой эквивалентный уровень звука $L^{i}{}_{A_{экв,1час}}$ поездов *i*-ой категории, прошедших по рассматриваемому участку пути, рассчитывают по формуле

$$L^{i}{}_{A_{экв,1час}} = 10\,\mathrm{lg}\frac{1}{3600}\sum_{j=1}^{n} t_j 10^{0{,}1L^{j}_{A_{экв25}}} \quad (5)$$

где $L^{j}_{A_{экв25}}$ – эквивалентный уровень звука, создаваемый каждым поездом i-ой категории;

j = 1, 2,….n, где n – число поездов *i*-ой категории, проходящих по рассматриваемому участку пути, в течение часа;

t_j – время следования каждого поезда по рассматриваемому участку пути, с.

Часовой эквивалентный уровень звука $L_{A_{экв1час}}$ потоков поездов железнодорожного транспорта всех категорий, прошедших по рассматриваемому участку пути, определяется по формуле

$$L_{A_{экв,1час}} = 10\lg \sum_{i=1}^{4} 10^{0,1L^{i}_{A_{экв,1час}}} \quad (6)$$

Эквивалентный уровень звука $L^{k}_{A_{экв}}$ за время оценки в соответствии с санитарными нормами, утвержденными Госкомсанэпиднадзором России [1] (16 ч днем и 8 ч ночью) рассчитывают по формуле

$$L^{k}_{A_{экв}} = 10\lg \frac{1}{T_k} \sum 10^{0,1L_{A_{экв,1час}}} \quad (7)$$

где время оценки T_k=16 ч для дня и T_k=8 ч для ночи.

Максимальный уровень звука $L^{(i)}_{A_{макс25}}$ шума, создаваемого поездами различных категорий на расстоянии 25 м от оси крайней полосы движения, рассчитывают по формулам:

для пассажирских поездов (категория 1)

$$L^{(1)}_{A_{макс25}} = 16{,}6 + 35\lg(v_1) + 10\lg\left(arctg\left(\frac{l_1}{50}\right)\right), \quad (8)$$

для грузовых поездов (категория 2)

$$L^{(2)}_{A_{макс25}} = 39{,}3 + 26{,}6\lg(v_2) + 10\lg\left(arctg\left(\frac{l_2}{50}\right)\right), \quad (9)$$

для электропоездов (категория 3)

$$L^{(3)}_{A_{макс25}} = 22{,}8 + 34{,}9\lg(v_3) + 10\lg\left(arctg\left(\frac{l_3}{50}\right)\right) \quad (10)$$

для высокоскоростных поездов (категория 4)

$$L^{(4)}_{A_{макс25}} = 5{,}5 + 35\lg(v_4) + 10\lg\left(arctg\left(\frac{l_4}{50}\right)\right) \quad (11)$$

где n_i, v_i, l_i и i – те же величины, что в формулах (1) – (4).

За максимальный уровень звука потока поездов, следующего по рассматриваемому участку пути, принимают наибольшее из рассчитанных по формулам (8) – (11) значение

$$L_{A_{макс}}^{(i)} = max_i \left\{ L_{A_{макс\,25}}^{(i)} \right\} \quad (12)$$

где $L_{A_{макс\,25}}^{(i)}$ – максимальный уровень звука от *j*-ой категории поезда, дБА.

Расчетный спектр шумовых характеристик поездов следует определять с использованием спектров шума согласно таблице 1, которые получены в результате проведенных экспериментальных исследований.

Таблица 1

Относительные спектры шума железнодорожного транспорта

Источник шума	**Относительная частотная характеристика, дБ, при среднегеометрических частотах октавной полосы, Гц**							
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Пассажирский поезд с локомотивной тягой	-12,6	-15,5	-18,4	-5,6	-3,7	-6,4	-11,5	-23,4
Грузовой поезд, (все типы)	+2,8	-5,8	-6,0	-2,5	-5,2	-7,0	-12,1	-21,8
Электропоезд	-15,1	-17,0	-17,3	-4,3	-3,3	-6,2	-13,5	-24,2
Высокоскоростной поезд	+1,0	-4,5	-13,9	-7,2	-4,6	-5,1	-10,8	-19,4

Расчетная модель позволяет получить акустические характеристики подвижного состава железнодорожного транспорта, которые могут быть использованы для определения их вклада в формирование звукового поля в зоне жилой застройки.

Литература

1. Иванов Н.И. Инженерная акустика: Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.
2. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. – Издание второе, переработанное и дополненное. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.

НОВАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ШУМА АВТОТРАНСПОРТА

Минина Н.Н.
Научно-исследовательский и проектный институт территориального развития и транспортной инфраструктуры

1. Введение

В настоящее время существует несколько методик расчета шума автотранспорта [1-3], по которым шум автотранспорта рассчитывается в зависимости от скорости и интенсивности движения, состава транспортных потоков и др. Полученные результаты нередко требуют корректировки. В результате выполненных нами исследований было установлено [4], что шум автотранспортных потоков зависит от типа автомобильной дороги и улицы, определяемого скоростью движения. В результате исследований разработана классификация автомобильных дорог и улиц по шуму. Это позволило предложить принципиально другой подход к расчету шума автотранспорта.

2. Выбор расчетных данных

Исходной характеристикой для расчетов шума являются эквивалентные УЗ на расстоянии 7,5 м от оси ближайшей полосы движения автотранспорта на высоте 1,5 м над уровнем проезжей части. Выбор осуществляется в зависимости от класса шумности автомобильной дороги или улицы (табл. 1).

Таблица 1

Классификация автомобильных дорог по шуму

Класс шумности	Наименование класса шумности	УЗ, дБА (7,5 м)	Скорость движения (км/ч)	Автомобильные дороги и улицы
I	малошумные	свыше 55до 60	до 40	Проезды, парковые дороги, шумозащищенные улицы
II	повышенной шумности	свыше 60 до 65	до 50	Улицы и дороги местного значения, магистральные улицы районного значения
III	шумные	свыше 65 до 70	до 60 – 70	Магистральные улицы транспортнопешеходные
IV	очень шумные	свыше 70 до 75	до 80 – 90	Магистральные улицы непрерывного и регулярного движения
V	сверхшумные	свыше 75 до 80	до 100 – 110	Магистральные дороги, шоссе
VI	непереносимо	свыше 80	120	Скоростные дороги

	шумные	до 85		

Значение из табл. 1 берется по среднему показателю класса шумности (например, для II класса шумности среднее значение равно $L_{7.5}$= 62 дБА, погрешность ±2 дБА). В полученное значение вносятся поправки. Если расчетная скорость движения не соответствует скорости для данного класса шумности, приведенного в табл. 1, то поправка равна ±3 дБА для 10 км/ч разницы. Максимальное значение принимается на 10 дБА выше полученного эквивалентного УЗ.

Для получения соответствующего спектра шума, характерного для полученного УЗ, используются поправки (табл. 2)

Таблица 2

Значение поправок к эквивалентному УЗ для спектральной оценки автотранспортного шума

Классы шумности а/д	**Поправка, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**							
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
I – II	+10	+5	-2	-5	-5	-7	-9	-10
III – IV	+5	0	-4	-4	-4	-7	-12	-17
V - VI	+5	0	-5	-5	-5	-7	-11	-16

Пример расчета: определить УЗ и УЗД для магистральной улицы непрерывного движения с расчетной скоростью 65 км/ч. Значение УЗ для III класса шумности составляет 67 дБА (табл. 1), значение расчетного спектра шума полученного с использованием поправок (табл. 2) приведено в табл. 3.

Таблица 3

Расчетный спектр шума улицы

Расчетные УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
72	67	63	63	63	60	55	50

Полученные расчетные значения сведены в табл. 4

Таблица 4

Расчетные значения УЗ и УЗД

Класс шумности	**Расчетное значение эквивалентного УЗ, дБА**	**Поправка, дБА**	**УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**								**Максимальный УЗ, дБА**
			63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
II	67	–	72	67	63	63	63	60	55	50	77

3. Выбор расчетной схемы

Основой для выполнения расчетов шума от автодорог (а/д) является ситуационный план (планировочная подоснова) с указанием расположения транспортных магистралей, функциональных зон и защищаемых от шума объектов (зданий), для которых указываются установленные нормативные значения. Выбираются расчетные точки, в которых определяются расчетные эквивалентные УЗ и УЗД.

Рассматриваемая схема включает расположение а/д по отношению к застройке, наличие и расположение искусственных сооружений, значения их высоты, ширины, а также расстояния от ИШ – автотранспортного потока до РТ.

4. Расчет шума в свободном звуковом поле

Расчет ведется с использованием экспериментальных добавок.

УЗ в расчетной точке:

$$L_{\text{РТ}} = L_{\text{А }7,5} + 10\lg arctg(\frac{l}{2R}) - \Delta L_{\text{пов}} - 10\lg\frac{R}{r_0} - \Delta L_{\text{зат}} - \Delta L_{\text{зел}} + \Delta L_{\text{застр.}}, \text{ дБА}, \qquad (1),$$

где $L_{A\ 7,5}$ – исходные значения эквивалентного УЗ, дБА;

Примечание: при расчетах спектра шума, первый член в формуле (1) заменяется УЗД (L) дБ, полученным по табл. 2.

l – длина транспортного потока, которая принимается равной 2000 м;

R – расстояние от ИШ до РТ;

r_0 = 7,5 м;

$\Delta L_{пов}$ – снижение (или увеличение) УЗ (УЗД) при прохождении звука над поверхностью между ИШ и РТ;

$\Delta L_{зат}$ – снижение шума из-за затухания звука в атмосфере (молекулярное затухание), дБ, учитывается с $R \geq 100$ м;

$\Delta L_{зел}$ – дополнительное затухание звука зелеными насаждениями, дБ;

$\Delta L_{застр}$ – экспериментальная поправка, связанная с отражением звука вблизи защищаемых от шума зданий; принимается $\Delta L_{застр}$ = 3 дБА.

Значения $10\lg arctg\ \frac{l}{2R}$ приведены в таблице 5.

Таблица 5

Значения $10 \lg arctg \frac{l}{2R}$

	***l*=15**	***l*=50**	***l*=100**	***l*=200**	***l*=500**	***l*=1000**	***l*=2000**
***R*=15**	-3,3	0,1	1,1	1,5	1,8	1,9	1,9
***R*=30**	-6,1	-1,6	0,1	1,1	1,6	1,8	1,9
***R*=50**	-8,3	-3,3	-1,0	0,4	1,4	1,7	1,8
***R*=100**	-11,3	-6,1	-3,3	-1,0	0,8	1,4	1,7
***R*=200**	-14,3	-9,1	-6,1	-3,3	-0,5	0,8	1,4
***R*=500**	-18,2	-13,0	-10,0	-7,0	-3,3	-1,0	0,4
***R*=1000**	-21,2	-16,0	-13,0	-10,0	-6,1	-3,3	-1,0

Значение $\Delta L_{пов}$ принимается в зависимости от расстояния транспортного потока до РТ, а также звукопоглощающих свойств поверхности между источниками шума и застройкой (табл. 6).

Таблица 6

Поправка на происхождение звука над поверхностью

Расстояние *R*	**Значение звукопоглощения $\alpha_{пов}$**	**Поправка, дБА**
свыше 15 – 30	$\alpha<0,1$	+2
	$\alpha>0,4$	-2
свыше 30 – 60	$\alpha<0,1$	+3
	$\alpha>0,4$	-4
свыше 60 – 125	$\alpha<0,1$	+4
	$\alpha>0,4$	-6
свыше 125 – 250 и свыше 250	$\alpha<0,1$	+5
	$\alpha>0,4$	-8
Для всех расстояний	$\alpha=0,2$	-1
	$\alpha=0,3$	-1,5
	$\alpha=0,4$	-2

Значения $\Delta L_{зел}$ для обычного озеленения принимаются по данным экспериментов (табл. 7).

Таблица 7

Снижение УЗ зелеными насаждениями

Ширина зеленых насаждений, м	**Поправка, дБА**
10	1
20	4
50	6
100	8

Пример расчета: вычислить УЗ и УЗД в РТ у фасада здания расположенного на расстоянии 100 м от а/д при наличии поверхности шириной 50 м ($\alpha_{пов}$=0,4) и зелеными насаждениями шириной 50 м при исходном значении для III класса шумности $L_{A\ 7,5}$ = 67 дБА. Сведем данные расчетов в табл. 8.

Таблица 8

Данные расчета (пример)

Член в формуле 1	**Значения параметров и результатов расчета, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**								**Эквивалентный УЗ$_{экв}$, дБА**	**Максимальный УЗ$_{макс}$, дБА**
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**		
$L_{A\ 7,5}$	72	67	63	63	63	60	55	50	67	77
$10\lg arctg(\frac{l}{2R})$ l=1000, R=100 м	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
$\Delta L_{пов}$	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4
$\Delta L_{зат}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\Delta L_{застр}$	+3	+3	+3	+3	+3	+3	+3	+3	+3	+3
$\Delta L_{зел}$	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6
$10\lg\frac{R}{r_0}$ $R_э$=100, r_0=7,5	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11	-11
L_{PT}	56	51	47	47	47	44	39	34	51	61

5. Основные выводы

1. Описан принципиально новый подход к расчету шума автотранспорта, базирующийся на предложенной классификации автомобильных дорог и улиц по шуму;
2. Показаны примеры расчета для простых ситуаций;
3. Методика очень проста и более точна, чем ранее применяемые.

Литература

1. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффек-

тивности экранов с учетом звукопоглощения. Утверждены распоряжением Минтранса России N ОС-Зб2-р от 21.04.2003 г.

2. Пособие к МГСН 2.04-97 «Проектирование защиты от транспортного шума и вибрации жилых и общественных зданий». Утверждено указанием Москомархитектуры от 24.08.99 N 35.
3. Рекомендации но учету требований но охране окружающей среды при проектировании автомобильных дорог и мостовых переходов. Согласованы Министерством охраны окружающей среды и природных ресурсов Российской Федерации 19 июня 1995 г. N 03-19/АД.
4. Н.И. Иванов, Н.Н. Минина. Расчет шума автотранспортных потоков и строительных площадок. Труды V международной научно-практической конференции «Автотранспорт: от экологической политики до повседневной практики», стр. 62-64, 22-24 сентября 2010 г., Санкт-Петербург.

ИСПЫТАНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ЭКРАНОВ В НАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ

Иванов Н.И., Семёнов Н.Г., Тюрина Н.В., Шашурин А.Е.,
Куклин Д.А., Корнилов В.А.
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Введение

Акустические экраны (АЭ) находят широкое применение для снижения транспортного шума, создаваемого в жилой застройке потоками автомобилей и поездов. Акустическая эффективность экранов определяется в реальных условиях в соответствии с ГОСТ Р 51943-2002 [1, 2]. Анализируя полученные результаты измерений экранов, установленных в городах Санкт-Петербурге, Сочи, Москве, на отдельных участках Октябрьской железной дороги, отметим, что полученная эффективность экранов колеблется в широких пределах от 5 до 15 дБА. Небольшая эффективность объясняется различными причинами: неудачная конструкция, некачественный монтаж и пр. При прочих равных условиях эффективность АЭ определяется:

– геометрическими параметрами АЭ (высота и длина);
– звукоизоляцией экрана;
– звукопоглощением экрана.

Существующие методики позволяют оценить в натурных условиях влияние геометрических параметров на акустическую эффективность.

Возникает необходимость оценить в натурных условиях влияние двух последних факторов на акустическую эффективность АЭ.

Испытания звукоизолирующей способности АЭ и их элементов в натурных условиях

В отличие от испытаний звукоизоляции панели АЭ в реверберационной камере, испытания проводятся в натурных условиях, что позволяет оценить качество конструкции и качество монтажа АЭ.

Определение звукоизолирующей способности АЭ и его элементов в натурных условиях проводятся с целью выявления возможности прохождения звука прямым путем за АЭ, что снижает его эффективность. С помощью искусственного источника звука постоянной звуковой мощности (ИИЗ) проводится процедура «прозвучивания» АЭ в основных точках, где могут образоваться «слабые»

места в конструкции (прилегания панелей друг к другу и к стойкам и др.). Схема размещения ИИЗ, АЭ и измерительных точек показаны на рис. 1.

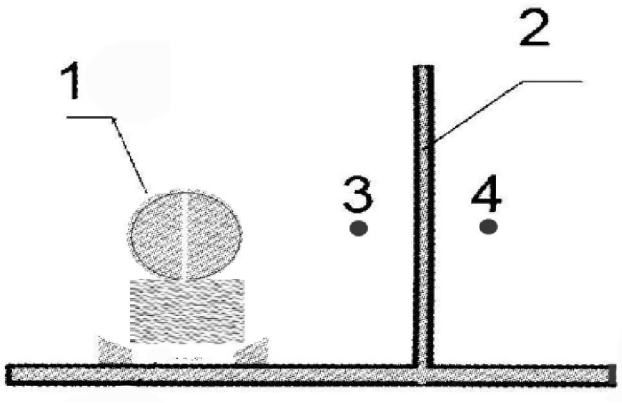


Рис. 1 Схема размещения ИИЗ, АЭ и пример измерительных точек (вид сбоку): 1 – искусственный источник звука, 2 – акустический экран,
3 – измерительная точка перед АЭ, 4 - измерительная точка за АЭ

Измерение звукоизолирующей способности элементов экрана в натурных условиях проводится в точках, размещенных на поверхностях панелей относительно стоек, как показано на рис. 2

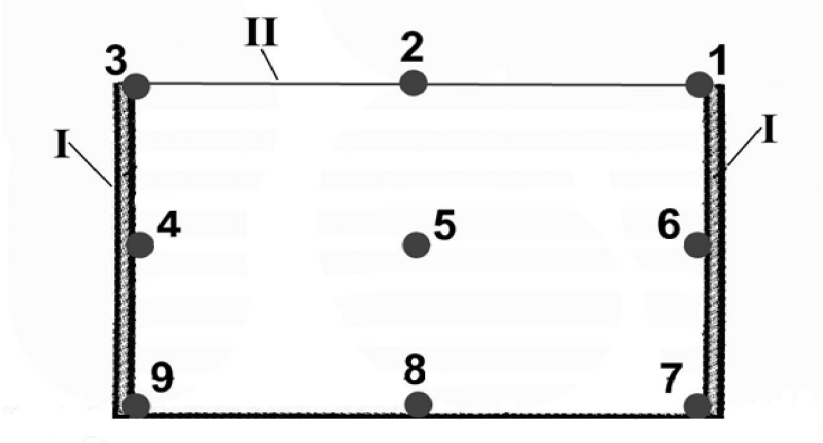


Рис. 2 Схема расположения измерительных точек (1-9) относительно стоек (I) и панелей (II)/

ИИЗ устанавливается на расстоянии 2 м от АЭ, измерительные точки располагаются на расстоянии 0,1 м от АЭ в ближнем звуковом поле. Измерения выполняются одновременно двумя шумомерами. В процессе измерений микрофоны шумомеров последовательно перемещаются от точки к точке одновременно находясь друг напротив друга, разделенные АЭ.

Результаты в каждой паре точек вычислялись по формуле:

$$ЗИ_i = L_i^в - L_i^н \text{, дБ (дБА)} \qquad (2.1)$$

где $ЗИ_i$ – звукоизолирующая способность элемента экрана, измеренная в i-

точке, $L_i^в$ – уровни звукового давления (уровни звука) с внутренней (по отношению к ИИЗ) стороне АЭ в i-точке – падающий звук, дБ (дБА);

$L_i^н$ – уровни звукового давления (уровни звука) с внешней стороны АЭ в i-точке – прошедший звук, дБ (дБА).

Полученная разница ($ЗИ_i$) усреднялась по отдельности для панелей (точка 5), в местах примыкания панелей к стойкам (точки 3,4,9, и 1,6,7), а так же в местах примыкания панелей друг к другу (точки 2,8). В результате были получены сравнительные усредненные значения звукоизолирующей способности как панелей, так мест их прилегания.

Полученные результаты сравнивались также с данными звукоизоляции панелей, полученными в реверберационной камере. Описанный метод определения звукоизолирующей способности АЭ и его элементов в натурных условиях назовем методом акустической диагностики АЭ.

Измерения звукопоглощающей способности АЭ в натурных условиях

В отличие от испытаний в реверберационной камере, где определяются частотно-зависимые коэффициенты звукопоглощения акустической панели экрана, предлагаемая методика позволяет оценить влияние звукопоглощения АЭ на его эффективность в натурных условиях.

Испытания проводятся искусственным источником звука (ИИЗ) постоянной звуковой мощности. ИИЗ последовательно устанавливается с внутренней и внешней стороны АЭ на расстоянии 2 м от АЭ по схеме, показанной на рис. 3.

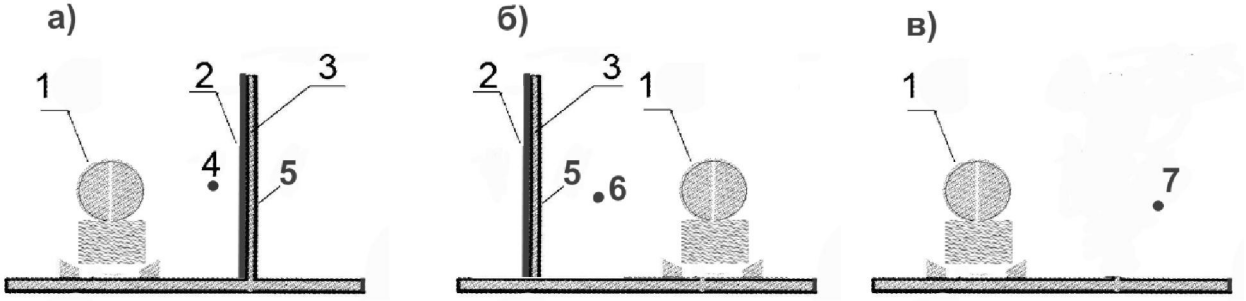


Рис. 3 Схема измерения звукопоглощающей способности АЭ в натурных условиях: 1 – ИИЗ, 2 – внутренняя (по отношению к системе автотранспортный поток-АЭ) сторона АЭ со звукопоглощением, 3 – АЭ, 4 – измерительная точка у поглощающей стороны АЭ, 5 – внешняя или наружная (отражающая) сторона АЭ, 6 – измерительная точка у отражающей стороны АЭ, 7 – измерительная точка в месте расположения точек 4 и 6 в отсутствии АЭ

Измерения проводятся вблизи АЭ. Последовательно фиксируются уровни звука, дБА, и уровни звукового давления, дБ, в каждой выбранной точке измерений, при этом измерения проводятся только со стороны расположения ИИЗ. Разница в полученных значениях определяет поглощающие свойства АЭ в *i*-той точке ($\Delta L_{погл.}$):

$$\Delta L_{погл.i} = L_i^{нар} - L_i^{вн}, \text{ дБ (дБА)} \quad (2)$$

где $L_i^{нар}$ – УЗ (УЗД), измеренные с наружной стороны АЭ, дБ (дБА) – отраженный звук;

$L_i^{вн}$ – УЗ (УЗД), измеренные с внутренней стороны АЭ (при размещении с этой стороны ИИЗ) – отраженный звук.

Если сравнить усредненные данные, полученные перед АЭ (рис. 3 а) с данными в его отсутствии (рис. 3 в), то разница в полученных значениях позволит определить дополнительные возможности по улучшению звукопоглощающих свойств АЭ.

Определение звукопоглощающих и звукоизолирующих свойств АЭ и акустических панелей в натурных условиях

Определение звукоизоляции

Усреднённые данные звукоизоляции по различным элементам АЭ, измеренные в натурных условиях, приведены в табл. 1 и на рис. 4

Таблица 1

Звукоизоляция элементов АЭ

Наименование испытываемого элемента АЭ	**Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**									**Звукоизоляция, дБА**
	31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Панель АЭ (точка 5)	12,5	23,5	26,7	24,6	17,2	19,3	24,5	33,5	36,0	23,0
Боковые элементы крепления панелей к стойкам АЭ (точки 1,6 и 7; 3,4 и 9)	11,5	17,0	18,9	18,4	14,3	15,4	20,3	30,3	33,0	18,0
Соединение панелей между собой (точки 2 и 8)	11,7	16,0	22,0	20,3	16,3	18,0	23,0	32,4	-	21,0

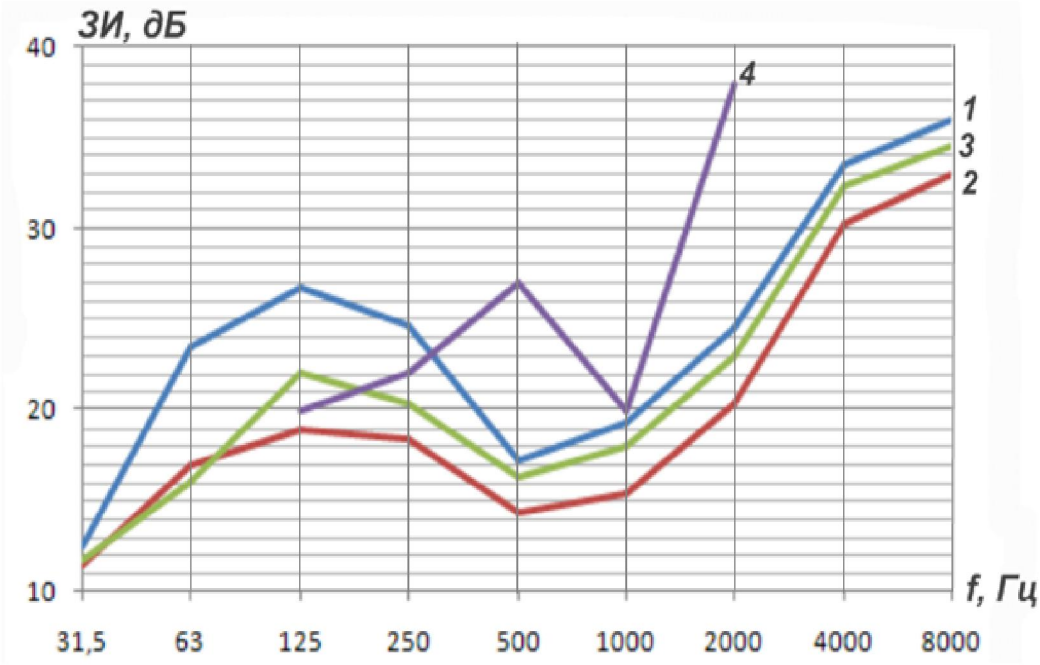


Рис. 4 Звукоизоляция элементов АЭ в натурных условиях (1-3) и в камере (4):
1 – панель, 2 – боковой стык между панелями,
3 – вертикальный стык между панелями в районе стоек

Сравнительный анализ (табл. 1 и рис. 4) позволяет определить, что звукоизоляция панели составляет около 23 дБА; за счет неплотностей панелей звукоизоляция в местах стыков на 2 дБА ниже звукоизоляции самой панели. В месте прилегания панелей к стойкам звукоизоляция на 5 дБА ниже, т.е. можно говорить о слабой акустической герметизации этих соединений.

Анализ частотных характеристик звукоизоляции подтверждает выше приведенные рассуждения. Звукоизоляция за счет недостаточной герметизации элементов крепления акустических панелей на 3-5 дБ ниже прогнозируемой в высокочастотном диапазоне (1000-8000 Гц).

В табл. 2 приведена частотная характеристика звукоизоляции панели, полученная в акустической камере.

Таблица 2

Звукоизоляция панели экрана, измеренная в камере

Звукоизоляция, дБ, в1/3октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц																**Звукоизоляция, дБА**
100	**115**	**160**	**200**	**250**	**315**	**400**	**500**	**630**	**800**	**1000**	**1250**	**1600**	**2000**	**2500**	**3150**	
20	19	17	22	22	24	25	27	26	27	20	25	37	38	39	39	21

Сравнение звукоизоляции панели, измеренной в натурных условиях, (рис. 4, кривая 1) с измеренными в реверберационной камере (рис. 4, кривая 4) показывает, что в последнем случае отмечается провал в частотной характеристике в звукоизоляции на частоте 1000 Гц. На высоких частотах звукоизоляция панели, полученная в камере, выше, чем в натурных условиях.

Наличие провала в частотной характеристике панели связано, по всей вероятности, с тем, что в задемпфированной тонкой (0,5 мм) панели резонанс совпадения сдвинулся из области высоких частот (несколько тысяч Гц) в более низкую (1000 Гц).

Оценивая в целом величину звукоизоляции АЭ, составляющую 21 дБА, можно сделать вывод о недостаточности звукоизоляции испытываемого экрана для того, чтобы обеспечить надежное уменьшение прямого звука, т.е. звука, проходящего через панели. Для того, чтобы АЭ реализовывал свои возможности, доля прямого звука должна быть не менее чем на 10 дБ (дБА) ниже, чем дифрагированного. Увеличение звукоизоляции может быть достигнуто увеличением толщины сплошного листа панели и смещением «провала» звукоизоляции в более высокую область частот, а также акустической герметизацией в местах соединений.

Определение звукопоглощения

Усредненные значения звукопоглощающих свойств АЭ приведены в табл. 3.

Таблица 3

Полученные в натурных условиях значения звукопоглощающих свойств акустического экрана

Разница УЗД в точках перед и за АЭ, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									**дБА**
31,5	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
2,2	1,7	2,3	0,5	3,3	2,6	2,9	1,9	3,5	2,6

Анализ табл. 3 показывает, что увеличение эффективности АЭ за счет звукопоглощения достигает почти 3 дБА. В табл. 4 приведены характерности звукопоглощения панели полученная в реверберационной камере, а в табл. 5 требуемое звукопоглощение принятое для зарубежных АЭ.

Таблица 4

Коэффициенты звукопоглощения (α) панели АЭ, полученные в камере

Наименование показателя	**Значение показателя**						
Среднегеометрические значения частот, Гц	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
Контрольные коэффициенты звукопоглощения	0,3	0,5	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7

Таблица 5

Рекомендуемые значения коэффициентов звукопоглощения для поглощающе-отражающих экранов в ЕС

Наименование показателя	**Значение показателя**						
Среднегеометрические значения частот, Гц	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Контрольные коэффициенты звукопоглощения	0,3	0,5	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7

Сравнительный анализ данных в табл. 4 и 5 позволяет утверждать, что относительно невысокие значения снижения УЗД за счет звукопоглощения на отдельных частотах может быть объяснено не очень высокими поглощающими свойствами примененного звукопоглощающего материала. Улучшение звукопоглощения может быть достигнуто за счет применения звукопоглощающего материала (ЗПМ) с более высокими звукопоглощающими свойствами.

Данными по измерениям УЗД и УЗ в измерительных точках при наличии и отсутствии АЭ приведены в табл. 6.

Таблица 6

Экспериментальные значения УЗД и УЗ в измерительных точках при наличии и отсутствии АЭ

Наименование испытываемого элемента АЭ	**Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц**								**Звукоизоляция, дБА**
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	
Без АЭ	91	100	95	98	98	95	96	93	103
Установлен АЭ (перед экраном)	98	105	101	97	98	96	97	95	104,5

Анализ данных в табл. 6 показывает, что разница в низкочастотном диапазоне в полученных значениях составляет 5-7 дБ, т.е. установка АЭ увеличивает УЗД в диапазоне 63-250 Гц за счет отражения звука. В средне-высокочастотном диапазонах разница не превышает 1-2 дБ. Максимальный резерв улучшения эффективности АЭ за счет звукопоглощения составляет около 2 дБА. Для снижения отраженного звука необходимо использовать другой ЗПМ.

Выводы и рекомендации

1. Разработаны методики определения звукоизоляции и звукопоглощения в натурных условиях.
2. Используя разработанные методики можно увеличить эффективность АЭ на 4-5 дБА, не изменяя его размеров с незначительными доработками конструкции.

Литература

1. ГОСТ Р 51943-2002, Экраны акустические для защиты от шума транспорта. Методы экспериментальной оценки эффективности.

2. Инженерная и санитарная акустика. Сборник нормативно-технических документов, т, т. 1,2., СПб,; 2008 г.

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ШУМА ПЛАМЕННЫХ ПЕЧЕЙ

БуторинаМ.В. [1], *УламовЮ.В.* [2]
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (1),
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (2)

Введение

В последние десятилетия в связи с бурным развитием техники, сопровождающимся постоянным увеличением мощности и производительности машин, шум на рабочих местах постоянно возрастает на 1...3 дБ в год и во многих случаях значительно превышает допустимые нормы.

Избыточный шум на рабочих местах вредно воздействует на состояние здоровья обслуживающего персонала, снижает производительность и качество труда, является косвенной причиной производственного травматизма, поэтому борьба с шумом имеет важное социально-экономическое значение.

Уровни шума в прокатных цехах значительно превышают нормативные. В данном докладе производится анализ путей снижения уровней шума пламенных печей, которые являются одним из основных источников шума прокатного цеха.

1. Источники шума нагревательных печей

Одним из главных источников шума прокатных цехов являются топливные нагревательные печи. Рассмотрим самый распространенный тип печи – камерная с выкатным подом (см. рис. 1).

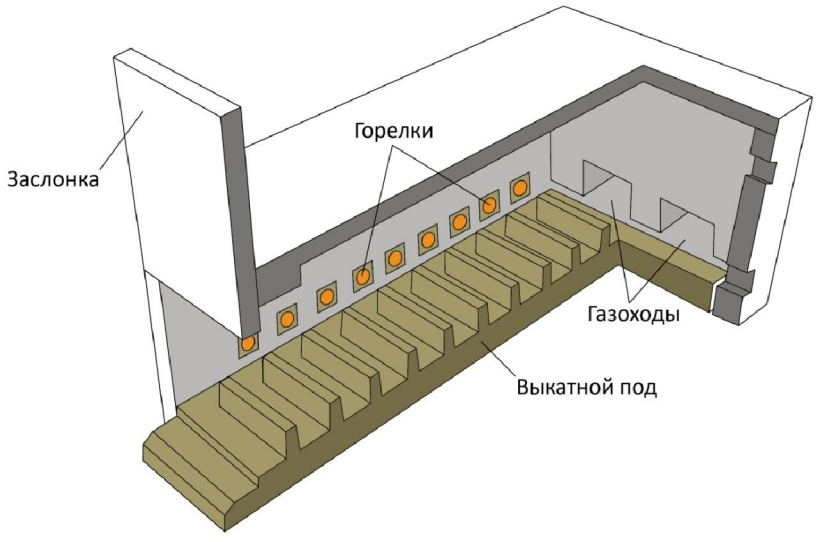


Рис. 1. Принципиальная схема камерной печи

Печь представляет собой герметичную **рабочую камеру**. На задней стенке имеются **газоходы** для отвода дымовых газов. **Горелки** расположены на боковых стенках. Передняя стенка является **заслонкой**, поднимаемой специальным механизмом. **Выкатной под** обеспечивает удобство загрузки/выгрузки заготовок.

В настоящем докладе рассматриваются следующие способы снижения шума от топливных печей:

– замена футеровки;
– замена горелок.

2. Снижение уровней шума печей заменой футеровки

Традиционными материалами для футеровки рабочей камеры топливных печей являются шамотный и диатомитовый кирпичи. Современные огнеупорные керамоволокнистые материалы, благодаря своей структуре, являются хорошим звукопоглощающим покрытием, что, в свою очередь, способствует более эффективному снижению шума. Коэффициент звукопоглощения для современного материала футеровки приведен в таблице 1.

Таблица 1

Маты керамоволокнистые плотностью 220 кг/м^3	**Диффузный коэффициент звукопоглощения на частотах, Гц**							
	63	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**
	0,05	0,18	0,42	0,69	0,78	0,74	0,71	0,65

Для оценки эффективности снижения уровней шума внутри печи при помощи новой футеровки с помощью программы SoundPlan был выполнен расчет уровней шума внутри камерной печи.

Расчетная компьютерная программа SoundPlan была разработана на основании западного опыта борьбы с шумом специалистами Германии и США и является в настоящее время одним из мировых лидеров программных продуктов для построения карт шумового и прочего загрязнения воздушной среды и проектирования средств защиты от шума. Программный пакет работает под современными операционными системами (Windows95/NT), включает удобную двух- и трехмерную графику, а также расчетные методики, позволяющие проводить картографирование зашумления и загрязнения как малой территории, так и таких комплексных объектов со многими источниками шума как мегаполис. Математические модели, лежащие в основе расчетов, основаны на государственных стандартах европейских стран и США. Произведен перевод программы на русский язык и адаптация ее к российским расчетным методикам, получен сертификат на ее использование в РФ. Программа позволяет также оценить уровни шума внутри небольших объемов, таких как камерная печь.

Результаты расчета уровней шума внутри печи приводятся на рис. 2.

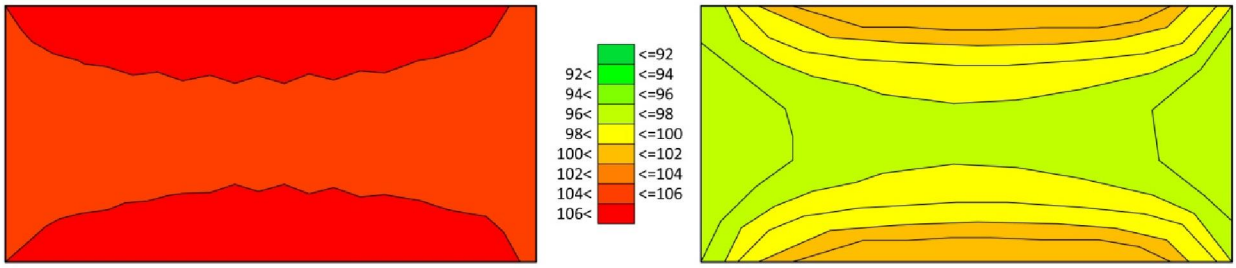


Рис. 2. Уровень шума в печи с традиционной футеровкой (слева) и современной футеровкой (справа)

Как показывает расчет, применение современных футеровочных материалов помогает снизить уровни шума внутри печи на величину до 14 дБ.

Для того, чтобы оценить уровни шума снаружи печного агрегата, была выполнена оценка звукоизоляции стенами печи. Необходимыми параметрами для расчета являются плотность и толщина слоев футеровки, схема которых приводятся на рис. 3.

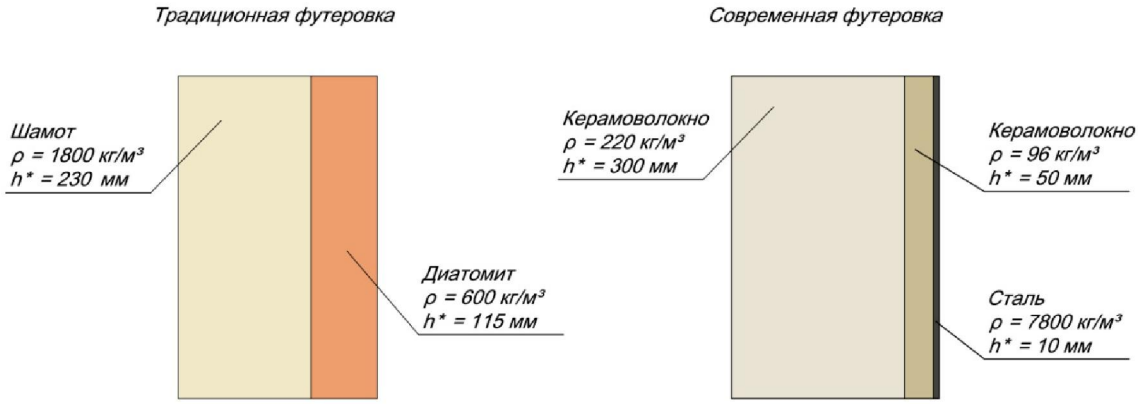


Рис. 3. Схема футеровок традиционной (слева) и современной (справа)

$$m = 1800 \times 0{,}23 = 414\ \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$$

$$m = 600 \times 0{,}115 = 69\ \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$$

$$R_{\text{в}} = 20lg483 - 12 = 41{,}67\ \text{дБ}$$

$$m = 220 \times 0{,}3 = 66\ \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$$

$$m = 96 \times 0{,}05 = 5\ \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$$

$$m = 7800 \times 0{,}01 = 78\ \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$$

$$R_{\text{в}} = 20lg149 - 12 = 31{,}46\ \text{дБ}$$

Звукоизоляция стенок печи с новой футеровкой на 10 дБ ниже, чем при применении традиционной футеровки.

Несмотря на то, что звукоизоляция керамоволокнистых материалов ниже, чем у огнеупорных кирпичей, благодаря звукопоглощению уровень шума снаружи печи при применении новой футеровки может быть снижен на 2 дБ.

Дальнейшее снижение уровней шума снаружи печи может быть обеспечено увеличением толщины керамоволокнистого слоя.

3. Снижение уровней шума печей заменой горелок

Еще одним эффективным средством снижения уровней шума камерной печи является замена традиционных горелок на современные малошумные горелки.

Низкий уровень шума имеют современные горелки, в которых применяется технология беспламенного горения FLOX®. За счет отсутствия пламени горение происходит практически бесшумно. Это объясняется отсутствием турбулентного фронта пламени, производящего рев.

Расчет уровней шума внутри печи со старыми и новыми горелками, произведенный при помощи программы SoundPLAN, приводится на рис. 4.

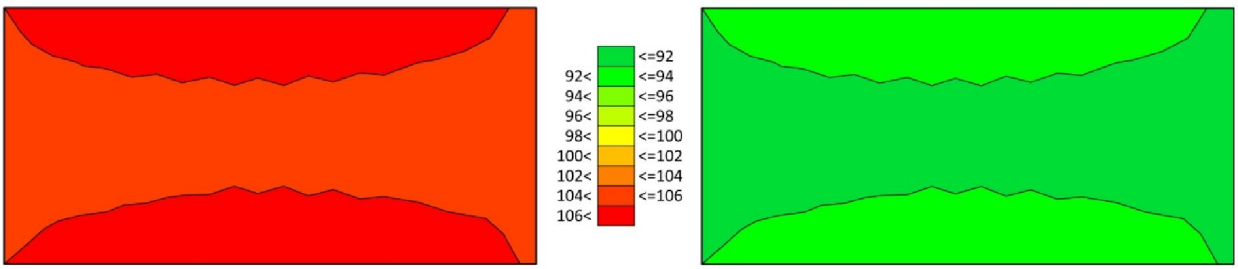


Рис. 4. Уровень шума в печи с высокоскоростными (слева) и беспламенными (справа) горелками

Таким образом, замена традиционных горелок на горелки беспламенного горения FLOX® помогает снизить уровень шума печи на 14 дБ.

Если замена высокоскоростных горелок нецелесообразна, следует использовать импульсный режим отопления. За счет точной регулировки температуры в зонах горелки попеременно работают в двух режимах – большое и малое горение. Благодаря такой системе отопления снижается количество одновременно работающих на полную мощность горелок, в результате чего уровни шума печи также снижаются.

Выводы

Одним из основных источников шума цехов металлообработки являются камерные печи. Для снижения уровней шума печей эффективны такие мероприятия как замена футеровки и горелок.

Для моделирования уровней шума внутри печи при применении вышеуказанных мероприятий была использована программа SoundPLAN, позволяющая

оценить распространение промышленного шума как на территории предприятия в целом, так и в небольших камерах.

Результаты моделирования свидетельствуют о том, что, несмотря на то, что звукоизоляция керамоволокнистых материалов ниже, чем у огнеупорных кирпичей, благодаря звукопоглощению уровень шума снаружи печи при применении новой футеровки может быть снижен на 2 дБ. Для обеспечения дальнейшего снижения уровней шума снаружи печи может быть рекомендовано увеличение толщины футеровки.

Замена традиционных горелок на горелки беспламенного горения FLOX® помогает снизить уровень шума печи на 14 дБ.

Снизить уровни шума печи можно также при изменении режима функционирования горелок на импульсный режим отопления, в результате чего снижается количество одновременно работающих горелок, а, следовательно, и уровни шума снаружи печи.

КОНТРОЛЬ И СНИЖЕНИЕ ШУМА АЭРОПОРТА «ПУЛКОВО»

Иванов Н.И., Буторина М.В., Шашурин А.Е.
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»

Введение

Почти каждый городской житель непрерывно или периодически испытывает различные вредные акустические воздействия, которые не просто вызывают дискомфорт, но и приводят к серьезным заболеваниям. Психические расстройства, сердечнососудистые заболевания, ухудшение слуха, ослабление памяти – вот далеко неполный перечень действия акустического загрязнения. В результате длительного воздействия шума возникает заболевание, которое медики назвали «шумовая болезнь», признаки которой можно обнаружить у большого числа городского населения. Повышенный шум по степени и масштабам воздействия стоит в ряду с такими опасностями человечества, как СПИД, кислотные дожди, нарушение озонового слоя, загрязнение воды и др.

Авиационный транспорт является одним из основных источников шума в окружающей среде. При этом уровни данного вида шума значительны и могут достигать величин свыше 75 дБА в жилой застройке.

Результаты картирования территории Санкт-Петербурга показали, что под воздействием шума авиатранспорта находится порядка трети территории Санкт-Петербурга.

Результаты натурных измерений авиационного шума на местности свидетельствуют о том, что в настоящее время превышения в зоне жилой застройки (на территории авиагородка и в районе пр. Народного ополчения) составляют более 20 дБА по эквивалентному уровню звука и до 35 дБА по максимальному уровню звука от наземных источников шума аэропорта, а также до 25 дБА по эквивалентному и 35-40 дБА по максимальному уровню звука при функционировании воздушных судов в зависимости от сценария взлета и посадки. В первую очередь, отмеченные большие превышения обусловлены взлетом и посадкой отечественных самолетов, таких как ТУ-134 и ИЛ-86.

Для оценки и снижения уровней авиационного шума в жилой застройке была построена карта шума аэропорта «Пулково».

1. Этапы разработка карты шума

Наиболее удобным источником информации об акустической ситуации на территории населенных пунктов являются карты шума. Согласно европейскому законодательству карты шума должны быть составлены для всех аэропортов с интенсивностью движения более 50 тыс. операций в год. В России составление карт шума является одним из основных требований, действующих строительных норм и правил (СНиП 23-03-2003 «Защита от шума»). Следует отметить, что Комитетом по экологии Государственной Думы РФ подготовлен Закон «О защите населения РФ от повышенного шума», в который внесен пункт об обязательном составлении карт шума для всех больших городов России.

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 (авиатранспорт, наземные источники и т.п.);
2) составление модели местности (рельеф, здания, помещения и т.п.);
3) расчет распространения шума;
4) анализ полученных данных и разработка рекомендаций.

Основная цель при разработке карты шума – определение шума по всей территории, прилегающей к железной дороге у каждого строения. Отечественных программ, позволяющих это осуществить, не существует. Поэтому впервые в нашей стране для построения карты была использована известная во всем мире немецко-американская программа «SoundPLAN», специально адаптированная разработчиками под отечественную нормативно-техническую базу.

Программный продукт SoundPLAN предназначается для построения карт шумового загрязнения воздушной среды и проектирования средств защиты от шума. Программный пакет работает под Windows 98/NT/XP и включает двух- и трехмерную графику, инструменты для расчета уровней шума и представления их в виде электронных таблиц, карт и схем. Программный продукт разработан в Германии фирмой Braunstein&Berndt LLC и адаптирован к российским методикам БГТУ «Военмех». Математические модели, лежащие в основе расчетов, основываются на государственных стандартах Российской Федерации. Для расчета уровней шума в программе SoundPLAN реализуются положения следующих нормативных документов:

1. Автотранспортный шум (Russian Road) – «Рекомендации по учету требований по охране окружающей среды при проектировании автомобильных дорог и мостовых переходов» (Министерство транспорта; Федеральный дорожный департамент. - М., 1995) п. 4.6.
2. Железнодорожный шум (Russian Rail) оценивается согласно «Справочника проектировщика. Защита от шума в градостроительстве» (М.: Стройиздат, 1993. – 96 с.) п. 2.2.
3. Промышленный шум (ISO 9613-2:1996) оценивается согласно положениям ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета».
4. Распространение шума оценивается согласно СНиП II-12-77 «Защита от шума» (М.: Госстрой, 1978) п.10.7, СНиП 23-03-2003 «Защита от шума»

(М.: Госстрой, 2004) п.7, ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) «Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета».

5. Распространение шума внутри помещений рассчитывается согласно СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» (М.: Госстрой, 2004) п.7.

6. Авиационный шум оценивается согласно рекомендациям ИКАО, принятых в международной практике.

Преимуществом методов моделирования, обеспечиваемых программным комплексом SoundPLAN, является учет снижения шума при затухании над акустически мягкой поверхностью, учет влияния рельефа, уточненный расчет снижения шума за зданиями и в проемах между зданиями с учетом отражения шума от зданий, что не представляется возможным при осуществлении расчетов ручным методом. При оценке уровней шума в расчетных точках программа учитывает совокупное влияние от всех источников.

При помощи программного обеспечения SoundPLAN были построены карты шума аэропорта «Пулково» на существующее время, а также на 2020 г. и 2040 г. с учетом сценариев развития аэропорта.

2. Оценка шумовых характеристик авиашума

Основными источниками шума являются шум воздушных судов (ВС) при взлете и посадке на две взлетно-посадочные полосы, передвижение ВС по рулежным дорожкам и перронам, а также шум опробования двигателей ВС.

Сертификационной характеристикой шума, создаваемого ВС на местности является шум, создаваемый им при взлете, посадке и в пролетном режиме, измеряемый PNLдБ (EPNLдБ). Измерения производят в 3-х точках на определенном расстоянии от траекторий взлета и посадки, при этом общей точкой измерений при взлете и посадке является точка, расположенная сбоку от ВПП на расстоянии 450 м. Для оценки шумового воздействия аэропорта интерес представляют указанные характеристики только в режимах взлета и посадки.

Особенностью использования PNLдБ (EPNLдБ) является учет влияния тональных составляющих авиационного шума, в каждый момент пролета самолета и длительности указанного воздействия. При измерениях записываются третьоктавные мгновенные уровни звукового давления, создаваемые пролетающим самолетом на местности с шагом 0,5с, последовательная обработка которых, позволяет учесть тональное воздействие шума.

Основными характеристиками воздействия авиационного шума являются значения максимальных – $L_{Амакс}$ и эквивалентных – $L_{Аэкв}$ уровней звука от пролетающих ВС. В общем случае полностью однозначного соответствия между PNLдБ и $L_{Амакс}$ для всех типов ВС нет. В [4] приводится соотношение, связывающее указанные величины: PNLдБ-13 = $L_{Амакс[}$[дБА].

Как показывает информация, содержащаяся в паспортах воздушных средств, в настоящее время в аэропорту функционируют самолеты с уровнями шума, превышающими 100 дБА на расстоянии 450 м, однако, в аэропорту

«Пулково» планируется постепенный вывод из обращения самолетов с высокими уровнями шума и замена их на менее шумные, уровни звука которых не превышают 85 дБА.

3. Разработка карты шума

Оценка степени пригодности к застройке территорий в окрестностях проектируемых и действующих аэропортов заключается в построении контуров равного нормируемого шума (равного уровня звука), создаваемого ВС при их летной и наземной эксплуатации. Эти расчетные построения рекомендуется выполнять, исходя из наиболее неблагоприятных условий эксплуатации.

Для построения карты шума территория разбивается по сетке с определенным шагом, наиболее соответствующим целям картирования. После определения уровней шума в расчетных точках сетки точки с равными уровнями звука соединяются изолиниями, в результате чего получаются линии равного уровня звука на территории города с определенным шагом. Наиболее удобен шаг в 5 дБА, который соответствует условиям нормирования шума. Для каждой защищаемой территории в соответствии с ее назначением устанавливаются предельно допустимые уровни шума, и определяется превышение ПДУ. Затем выделяют зоны акустического дискомфорта с нанесением в их пределах данных по числу людей или жилых единиц, подверженных воздействию шума.

Карты шума территории вблизи аэропорта, построенные для ночного времени по эквивалентным уровням звука, приводятся на рис. 1-3.

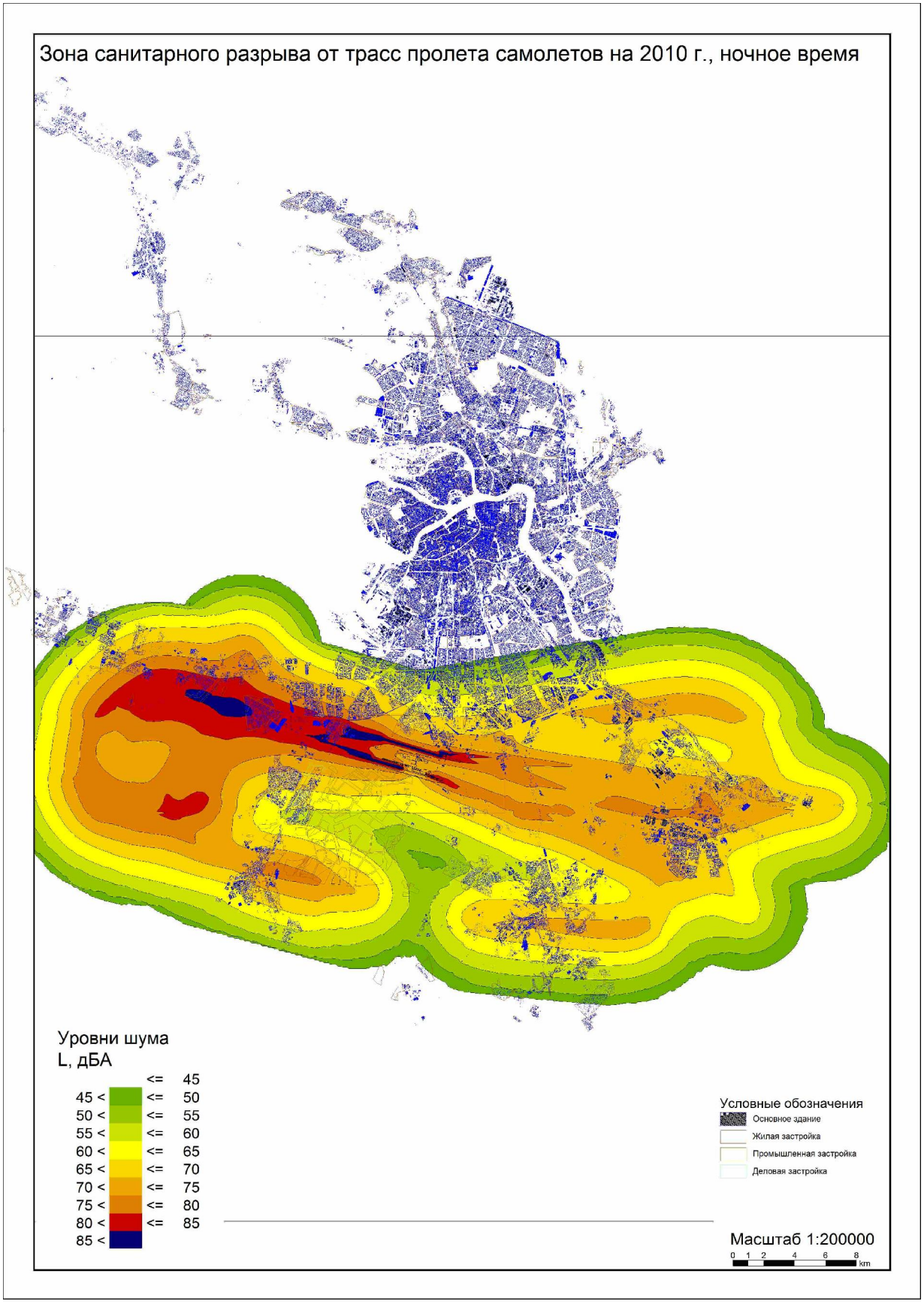


Рис. 1. Карта шума аэропорта на 2010 г.

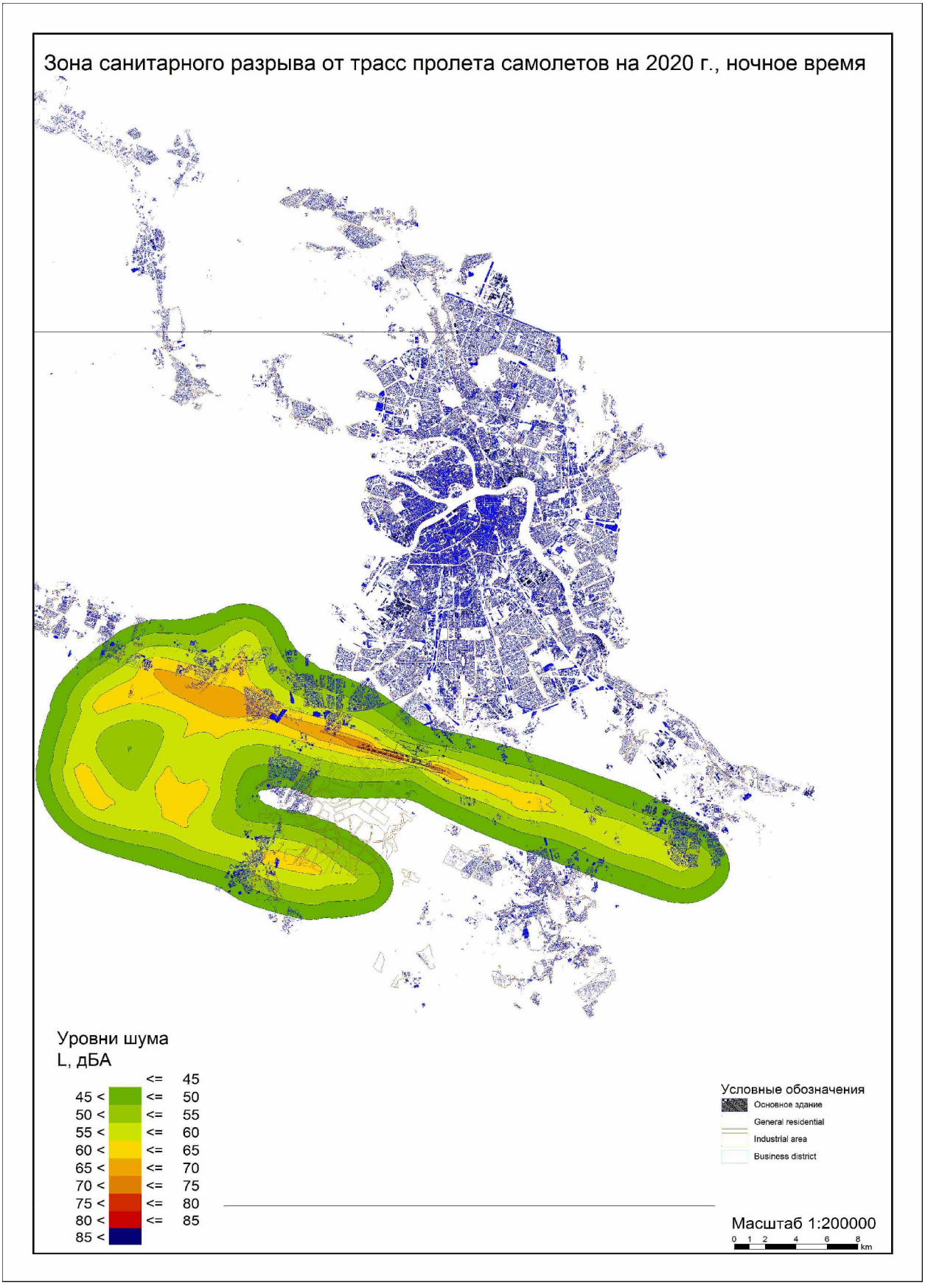


Рис. 2. Карта шума аэропорта на 2020 г.

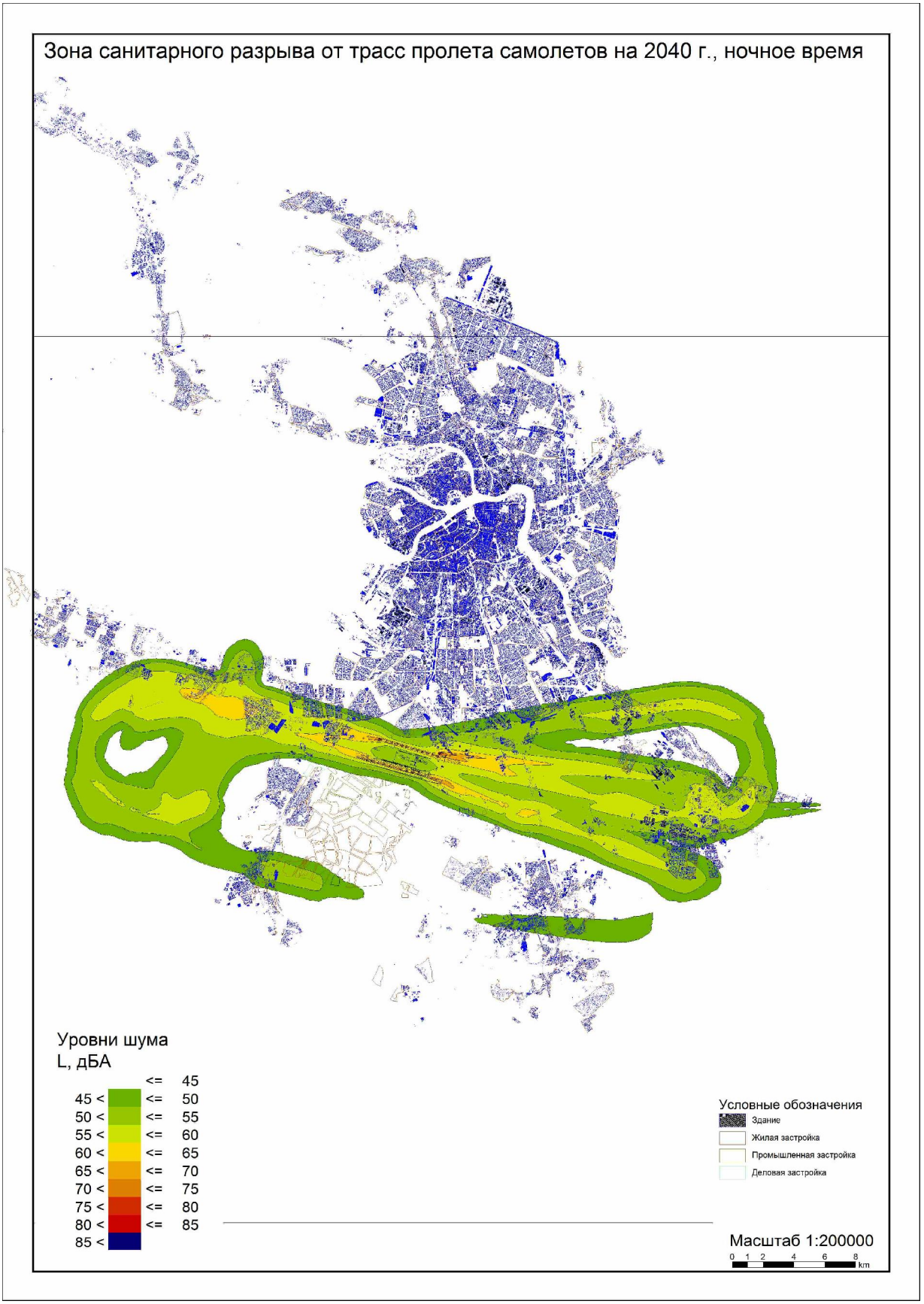


Рис. 3. Карта шума аэропорта на 2040 г.

4. Оценка зашумленности территорий

Допустимые значения уровней авиационного шума, определяющие степень пригодности территории в окрестностях авиапредприятия к жилой застройке и другим видам использования, можно установить с учетом обеспечения требований благоприятного проживания, а также современных технических возможностей достижения нормативных уровней внутри жилых помещений на основании действующих требований санитарных норм СН 2.2.4/2.1.8.562-96 , строительных норм СНиП 23-03-2003 «Защита от шума», ГОСТ 22283-88 и «Рекомендаций по установлению зон ограничения жилой застройки в окрестностях аэропортов гражданской авиации из условий шума» для 3-х характерных зон регулируемой застройки в зависимости от функционального назначения района существующей или планируемой застройки или отдельных сооружений и эффективности их звукозащитных характеристик:

– зона застройки без ограничений «Г» – определяется допустимыми уровнями звука на прилегающей к застройке территории в зависимости от их функционального назначения без проведения дополнительных шумозащитных мероприятий;

– зона регулируемой застройки «Б, В», определяющая пригодность территории в окрестностях аэропорта к застройке из условий шума - определяется значениями допустимых уровней звука на территории, прилегающей к жилым домам и общественным зданиям, а также внутри помещений, исходя из условий выполнения гигиенических критериев за счет выполнения дополнительных шумозащитных мероприятий (планировочные решения площадок отдыха при домовых территориях, шумозащитные варианты исполнения фасадов зданий и др). Размеры зоны регулируемой застройки устанавливаются линиями контуров равного уровня звука $L_{Амакс}$ или $L_{Аэкв}$.

– зона запрещения жилой застройки «А» – определяется сверхнормативными уровнями звука на территории жилых и других зон и невозможностью обеспечения допустимых уровней внутри помещений данной категории зданий за счет строительно-планировочных и других защитных мероприятий. Размеры зоны запрещения жилой застройки устанавливаются границами линий контуров равного уровня звука $L_{Амакс}$ или $L_{Аэкв}$.

Допустимые значения максимальных – $L_{Амакс}$ и эквивалентных – $L_{Аэкв}$ уровней звука, создаваемых на селитебных территориях в районе аэропортов при эксплуатации ВС, для установленных зон в соответствии с «Рекомендациями по установлению зон ограничения жилой застройки в окрестностях аэропортов гражданской авиации из условий шума» следует принимать по таблице 1.

Таблица 1

Регламентация ограничения застройки в районе аэропорта

Вид ограничения	День, дБА		Ночь, дБА	
	$L_{Аэкв}$	$L_{Амакс}$	$L_{Аэкв}$	$L_{Амакс}$
Зона запрещения жилой застройки	$L_{Аэкв}$ >65	>85	$L_{Аэкв}$ >55	$L_{Амакс}$>80*
Зона регулируемой застройки	56<$L_{Аэкв}$ <65	71<$L_{Амакс}$ <85	46<$L_{Аэкв}$<55	61<$L_{Амакс}$ <75
Зона застройки без ограничений	$L_{Аэкв}$ <55	<70	$L_{Аэкв}$ <45	$L_{Амакс}$ <60

При обосновании размеров санитарно-защитной зоны аэропорта по неблагоприятному внешнему воздействию авиационного шума для зон запрещения жилой застройки и регулируемой застройки за основу рекомендуется принять эквивалентный уровень звука, как фактор для оценки пригодности территории к проживанию и работе людей, а максимальный уровень звука применять при предъявлении требований к планировке жилых и культурно-бытовых помещений, используя существующую нормативную базу.

Как видно из приведенной таблицы, значения допустимых уровней в нижней строке соответствуют требованиям СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки», а значения допустимых уровней звука для зон регулируемой застройки – требованиям ГОСТ 222283-88, которые являются значительно больше санитарных норм.

Полученные по результатам картирования расчетные ЗСР имеют следующие размеры:

На 2009 г.:

– Зона запрещения жилой застройки «Г»: от 3000 м на севере и юге до 17-25 км на западе и востоке;

– Зона регулирования жилой застройки «Б, В»: от 3350 м на севере и юге до 17-26 км на западе и востоке.

На 2020 год:

– Зона запрещения жилой застройки «Г»: от 230 м на юге до 7-15 км на западе и востоке

– Зона регулирования жилой застройки «Б, В»: от 390-990 м на севере и юге до 14-19 км на западе и востоке

На 2040 год:

– Зона запрещения жилой застройки «Г»: от границ аэропорта на севере и юге до 3820 м на западе

– Зона регулирования жилой застройки «Б, В»: от 185-336 м на севере и юге до 1,5-8 км на востоке и западе.

5. Разработка мероприятий шумозащиты

Максимальный размер зоны санитарного разрыва (до 25,8 км) наблюдается в настоящее время. Для снижения влияния шума на жилую застройку и сокращения размеров зон санитарного разрыва и санитарно-защитной зоны в ноябре 2010 г. был утвержден план компенсационных мероприятий по снижению акустической нагрузки, создаваемой работой двигателей воздушных судов в зоне влияния аэропорта «Пулково». План включает в себя следующие этапы:

1. Запрет взлета и посадок следующих типов воздушных судов в период с 23.00 до 7.00 местного времени, как наиболее шумных: Ту-134, Ту-154В, Ту-154М, Ил-86, Ил-76 – до декабря 2019 г.
2. Запрет взлета и посадок следующих типов воздушных судов в период с 07.00 до 23.00 местного времени, как наиболее шумных: Ту-134, Ту-154В, Ту-154М, Ил-86, Ил-76 – до декабря 2019 г.
3. Запрет взлета и посадок следующих типов воздушных судов с 07.00 до 23.00 местного времени, как наиболее шумных Ту-154М - до декабря 2019 г.
4. Запрет взлета и посадок следующих типов воздушных судов с 23.00 до 07.00 местного времени, как наиболее шумных Як-40, Як-42 - до декабря 2019 г.
5. Использование для взлетов и посадок только ВПП 28L/10R в период с 23.00 до 07.00 местного времени при наличии метеорологических условий и состояния ВПП, позволяющих производство полетов с данной ВПП - до декабря 2019 г.
6. При отсутствии метеорологических условий и состояния ВПП для обеспечения взлетов и посадок на 28L/28R запрет на использование реверса тяги, за исключением реверса тяги на режиме малого газа, при осуществлении посадки на ВПП 10L/28R в период с 23.00 до 07.00 местного времени, при условии обеспечения безопасности полета - до декабря 2019 г.
7. Включение в инструкцию по производству полетов в районе аэродрома Санкт-Петербург «Пулково» и публикация в сборнике аэронавигационной информации (AIP) эксплуатационных приемов снижения шума в соответствии с действующими требованиями ИКАО - до декабря 2014 г.
8. Предусмотреть запрет опробования двигателей воздушных судов в ночное время на проектируемой площадке опробования двигателей воздушных судов. При проектировании площадки опробования двигателей воздушных судов предусмотреть установку шумозащитных экранов - до декабря 2017 г.
9. Организация мониторинга шумовой обстановки в районе аэропорта «Пулково» при наземной и летной эксплуатации воздушных судов - до декабря 2014 г.

Расчеты, произведенные для 2020 г. с учетом вышеуказанных мероприятий показали, что размер зоны санитарного разрыва снижается до 18,7 км. Для дальнейшего сокращения размеров зоны санитарного разрыва в 2020 г. следует предусмотреть следующие мероприятия:

1. Дальнейший вывод из эксплуатации в аэропорту «Пулково» наиболее шумных типов ВС марок: ИЛ-96, Galfstream 1159, а также других шумных типов воздушных судов, которые не отвечают требованиям Главы 4 ИКАО.
2. Использование шумозащитных экранов со звукопоглощением, изготовленных в виде незамкнутых, некрытых ангаров высотой 15-25 метров (П-образные), для прогрева двигателей самолетов на территории аэропорта.
3. Выбор трасс взлета и посадки самолетов в обход густонаселенных районов, в частности, удаление от районов Старопаново, Ульянка, Горелово, Сосновая поляна, Володарский, Стрельна, Александровская, Пушкин, Колпино.
4. Установление специальных режимов взлета и посадки самолетов по более крутой траектории (если возможно).
5. Ограничение дальнейшего развития городской застройки в направлении зон недопустимого шума (зона «Г»), а также применение ограждающих конструкций с повышенной звукоизоляцией (шумозащитного остекления) в зонах «Б» и «В».

Для сокращения санитарно-защитной зоны аэропорта «Пулково» рекомендуются следующие мероприятия:

1. Предусмотреть шумозащитное остекление жилых и общественных зданий в пос. Шушары, г. Колпино, р-н Авиагородка, остеклить жилые дома в посёлках и садоводствах с севера и с юга от ВПП, которые не попадают в зону санитарного разрыва, а также в районе улиц, ограниченных проспектом Ветеранов, улицей Козлова, проспектом Народного Ополчения и парком Сосновая Поляна.
2. Контролировать выполнение мероприятий, предусмотренных «Планом компенсационных мероприятий по снижению акустической нагрузки, создаваемой работой двигателей воздушных судов в зоне влияния аэропорта «Пулково», утвержденным ООО «Воздушные ворота Северной столицы».
3. Реализация мониторинга шумовой обстановки в зоне влияния аэропорта «Пулково».

Для обеспечения ПДУ в жилых и административных зданиях в зоне ограниченной жилой застройки, необходимо выполнить дополнительные мероприятия по повышению звукоизоляций наружных ограждающих конструкций, которые обеспечат выполнение гигиенических нормативов по шуму в жилых помещениях и в общественных зданиях. Повышение звукоизоляции наружных ограждающих конструкций реализуется установкой двухкамерных стеклопакетов, оснащенных клапанами для проветривания, обеспечивающими снижение уровней шума в режиме проветривания.

Расчеты, проведенные для 2040 г. с учетом всех вышеперечисленных мероприятий показали, что размер зоны размер зоны санитарного разрыва снижается до 3820 м. Проведение регулярного мониторинга шумовой обстановки в районе аэропорта «Пулково» при наземной и летной эксплуатации ВС позволит контролировать эффективность применяемых мероприятий. При этом точки мониторинга должны выбираться на границах расчетной ЗСР, а также в жилой застройке.

В дальнейшем, учитывая направления генерального плана развития города Санкт-Петербург в отношении авиационного транспорта, выражающееся в повышении роли Санкт-Петербурга в системе мировых пассажирских сообщений на воздушном транспорте с преобразованием аэропорта «Пулково» в крупный пересадочный комплекс по реализации пассажирских связей в направлениях международных транспортных коридоров «Север-Юг», «Запад-Восток» (путем реконструкции аэропорта «Пулково», строительства нового международного терминала «Пулково-3» и нового грузового терминала), в соответствии с Генпланом Санкт-Петербурга рекомендуются следующие мероприятия по снижению авиационного шума:

Выбор трасс взлета и посадки самолетов в обход густонаселенных районов, в частности, удаление от районов Старопаново, Ульянка, Горелово, Сосновая поляна, Володарский, Стрельна, Александровская, Пушкин, Колпино.

Ограничение дальнейшего развития городской застройки в направлении зон недопустимого шума.

Оценка перспектив функционирования аэропортов «Ржевка», «Пушкин» и «Левашово».

Анализ целесообразности создания нового аэропорта в 60 км южнее Санкт-Петербурга.

Литература

1. ГОСТ 22283-88. Шум авиационный. Допустимые уровни шума на территории жилой застройки и методы его измерения.
2. Авиационные правила. Часть 36. Сертификация воздушных судов по шуму на местности.
3. Приложение 16.Охрана окружающей среды. Том 1.Авиационный шум. Издание пятое, 2008, ИКАО.
4. Рекомендации по установлению зон ограничения жилой застройки в окрестностях аэропортов гражданской авиации из условий шума. НИИСФ.-М.,Стройиздат.1987-32с.

РАСЧЕТ ШУМА, ПРОНИКАЮЩЕГО ЗА ЭКРАН

Шубин И.Л.
НИИСФ РААСН, Москва Россия

1. Введение

Методы расчета эффективности шумозащитных экранов, устанавливаемых вдоль автомобильных и железных дорог, базируются на ряде допущений, в числе которых:

– звук не проходит через ТШЭ;

– ТШЭ принят бесконечным, а звук дифрагирует через верхнее свободное ребро;

– за ТШЭ образуется свободное звуковое поле.

В реальных условиях городской застройки:

– звук дифрагирует не только через верхнее свободное ребро, но и через боковые ребра ТШЭ;

– звук частично проходит через ТШЭ;

– при достаточно близком расположении зданий и ТШЭ происходит переотражение звука и за экраном создается сложное звуковое поле, которое можно назвать квазидиффузным.

Расчетная схема показана на рис. 1

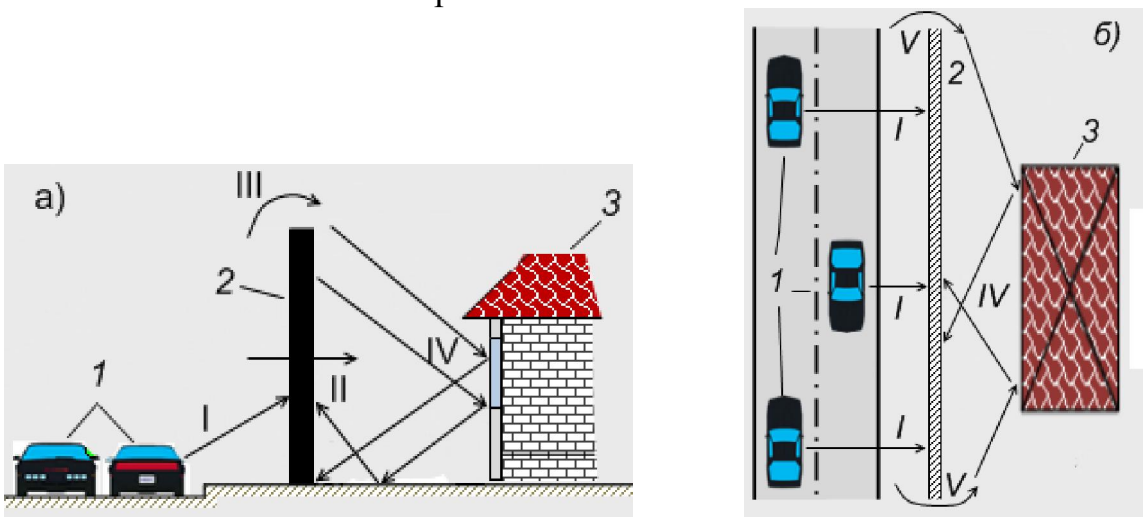


Рис. 1. Пути проникновения звука за ТШЭ и образование сложных звуковых полей: 1-ИШ, 2-ТШЭ, 3-здание (или группа зданий); I – падающий на ТШЭ звук со стороны ИШ, II – прямое прохождение звука через экран, III – звук, дифрагирующий через верхнее свободное ребро ТШЭ, IV – переотражение звука между зданиями и ТШЭ (квазидиффузное звуковое поле), V – звук, дифрагирующий через боковые свободные ребра ТШЭ.

Принимаем в расчетах, что экран обладает конечной звукопроводностью, экран конечной длины, а звук дифрагирует через три свободных ребра (верхнее и боковые, за экраном образуется отраженное звуковое поле, схема которого показана на рис. 2).

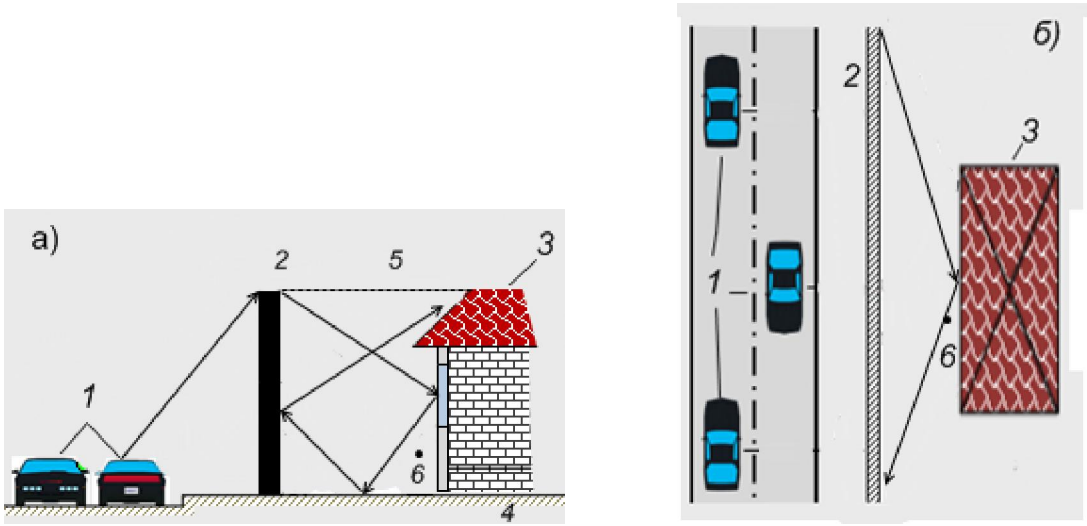


Рис. 2. Схема образования отраженного звукового поля за экраном между экраном и фасадом здания. а) – вид сбоку, б) – вид сверху: 1 – ИШ, 2 – экран, 3 – здание, 4 – опорная поверхность, 5 – условная поверхность между вершиной экрана и крышей здания, 6 – РТ

Это поле образуется отражениями от здания, опорной поверхности и экрана. Звуковое поле по условию Шредера называется диффузным, если соблюдаются два условия:

1) звуковое поле однородно, т.е. УЗ (УЗД) во всех точках объема одинаковы.

2) звуковое поле изотропно, т.е. УЗ (УЗД) в измерительной (расчетной) точке остаются равновероятными (не меняются при изменении направления микрофона).

Примем, что звуковое поле диффузное по второму признаку и назовем его **квазидиффузным**.

Сам экран может быть представлен набором вторичных излучателей: плоского (звук, проходящий через экран), линейного (звук, дифрагирующий на верхнем свободном ребре экрана) и двумя точечными (звук, дифрагирующий на боковых ребрах экрана).

Интенсивность звука в РТ от трех вторичных излучателей может быть получена в общем виде:

$$I_{РТ} = I_{пр}^{экр} + I_{дифр}^{верх} + 2I_{дифр}^{бок} + I_{отр}, \text{ Вт/м}^2 \qquad (1)$$

где $I_{пр}^{экр}$ - звук, прошедший прямым путем через экран в результате его недостаточной звукоизоляции, Вт/м^2;

$I_{дифр}^{верх}$ – звук, дифрагирующий на верхнем свободном ребре экрана, Вт/м^2;

$I_{дифр}^{бок}$ – звук, дифрагирующий на боковых ребрах экрана, Вт/м^2;

$I_{отр}$ – увеличение звука в РТ за счет отражений в пространстве между экраном и фасадом здания, Вт/м^2.

Рассмотрим вклад каждой из составляющих по отдельности.

2. Расчет прямого звука, прошедшего за экран

Схема расчета прямого звука приведена на рис. 3

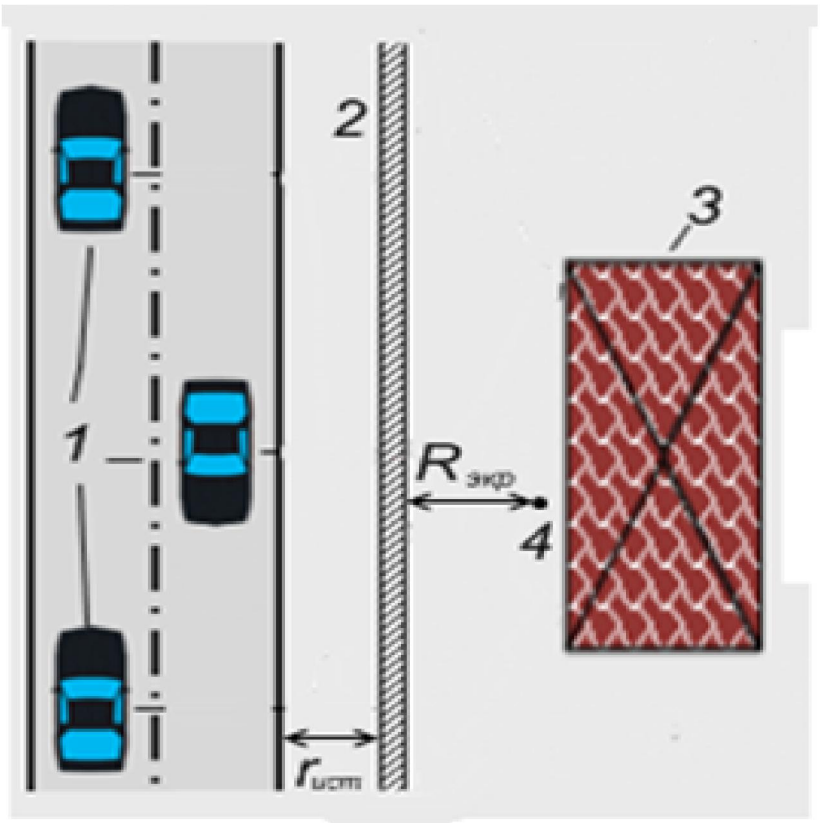


Рис. 3 Схема расчета прямого звука, проходящего за экран:
1 – ИШ, 2 – экран, 3 – здание, 4 – РТ.

Последовательно рассмотрим звук от ИШ, падающий на экран, прошедший через экран и пришедший в РТ от вторичного плоского излучателя – экрана с размерами: $l_{экр}$ – длина экрана, м; $h_{экр}$ – высота экрана, м.

Источник шума, которым может быть автотранспортный поток или поезд, принимаем здесь и далее за линейный источник шума, находящийся на расстоянии $r_{ист}$ от экрана. Принимаем, что длина линейного источника равна длине экрана $l_{экр}$.

С учетом полученного З. Маекавой и преобразованного выражения для снижения шума от линейного источника, излучаемого в полупространство [1] интенсивность звука, падающего на экран:

$$I_{пад}^{экр} = \frac{W_{ист}}{\pi l_{экр} r_{ист}} arctg \frac{l_{экр}}{2r_{ист}}, \text{ Вт/м}^2 \quad (2)$$

где $W_{ист}$ – акустическая мощность источника, Вт/м^2;

$l_{экр}$ – длина экрана, м;

$r_{ист}$ – расстояние от ИШ до экрана, м.

Акустическая мощность, излучаемая экраном:

$$W_{экр} = I_{экр}^{пад} \tau_{экр} l_{экр} h_{экр} (1 - \alpha_{экр}), \text{ Вт/м}^2 \quad (3)$$

где $\tau_{экр}$ – коэффициент звукопроводности экрана;

$h_{экр}$ – высота экрана, м;

$\alpha_{экр}$ – коэффициент звукопоглощения экрана.

Интенсивность звука в РТ, прошедшего через экран прямым путем рассчитываем с учетом полученного З. Маекавой и преобразованного выражения для плоских излучателей звука [1]:

$$I_{пр}^{экр} = \frac{W_{экр}}{\pi l_{экр} h_{экр}} arctg \frac{l_{экр} h_{экр}}{2R_{экр} \sqrt{4R_{экр}^2 + l^2{}_{экр} + h^2{}_{экр}}}, \text{ Вт/м}^2 \quad (4)$$

После преобразований получим вклад шума в РТ, проникающего через экран:

$$L_{РТ}^{экр} = L_{ист} - ЗИ_{экр} + 10\lg(1 - \alpha_{экр}) - 10\lg r_{ист} / r_0 + 10\lg arctg \frac{l_{экр}}{2r_{ист}} + \\ + 10\lg arctg \frac{l_{экр} h_{экр}}{2R_{экр} \sqrt{4R_{экр}^2 + l^2{}_{экр} + h^2{}_{экр}}} - 5, дБ \quad (5)$$

где $L_{ист}$ – уровни звукового давления источника шума, дБ;

$ЗИ_{экр}$ – звукоизоляция экрана, дБ;

r_0 = 1м.

3. Расчет звука, дифрагирующего на боковых ребрах экрана

Расчетная схема приведена на рис. 4

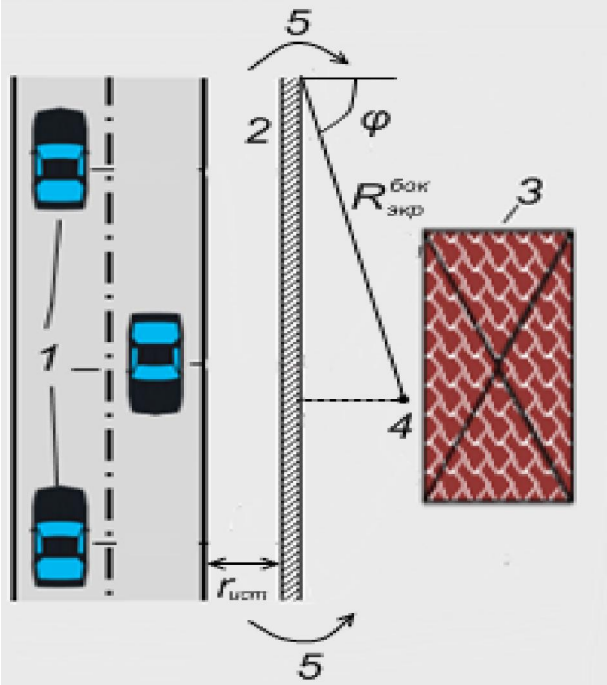


Рис. 4 Схема расчета звука, дифрагирующего на боковых ребрах экрана:
1 – ИШ, 2 – экран, 3 – здание, 4 – РТ, 5 – дифрагированный звук.

Правомерность апроксимации боковых свободных ребер экрана точечными излучателями определяется тем, что высота экрана всегда меньше расстояния от края экрана до РТ, т.е. $R_{экр}^{бок} >> h_{экр}$ (напомним, что это условие $R/l_{\max} \geq 2$ [1], где *R*- расстояние от ИШ до РТ, $l_{\max}$ – максимальный размер ИШ). Как было показано ранее, высота экранов колеблется в пределах *h=2÷*6 м, расположение зданий от экранов на практике превышает 15-20 м.

Логично также предположить, что основной вклад в звуковое поле до экрана определяет близрасположенный к краю экрана точечный источник шума с акустической мощностью $W_{ист}$.

Интенсивность звука, падающего на свободное ребро экрана определяется по известному выражению для точечных источников сферической звуковой волны при излучении в полупространство:

$$I_{пад}^{кр} = \frac{W_{ист}}{2\pi r_{ист}}, \text{ Вт/м}^2 \qquad (6)$$

где $r_{ист}$ – кратчайшее расстояние от ИШ до края экрана, м.

Звуковая мощность, излучаемая боковым ребром экрана (рис. 4):

$$W_{р}^{бок} = I_{пад}^{кр} h_{экр} \lambda \beta_{дифр}^{бок} \qquad (7)$$

где λ – длина звуковой волны, м;

$\beta_{дифр}^{бок}$ – коэффициент дифракции звука на боковом ребре экрана.

После преобразования доля шума, дифрагирующего на боковых ребрах экрана.

$$L_{PT}^{бок} = L_{Wшс} + 10\lg h_{экр}\lambda + 10\lg \beta_{дифр}^{бок} - 20\lg R_{экр}^{бок} - 8, дБ \qquad (8)$$

4. Расчет звука, дифрагирующего через верхнее свободное ребро экрана

Верхнее свободное ребро экрана рассматривается как вторичный линейный источник цилиндрических волн.

Расчетная схема показана на рис. 5.

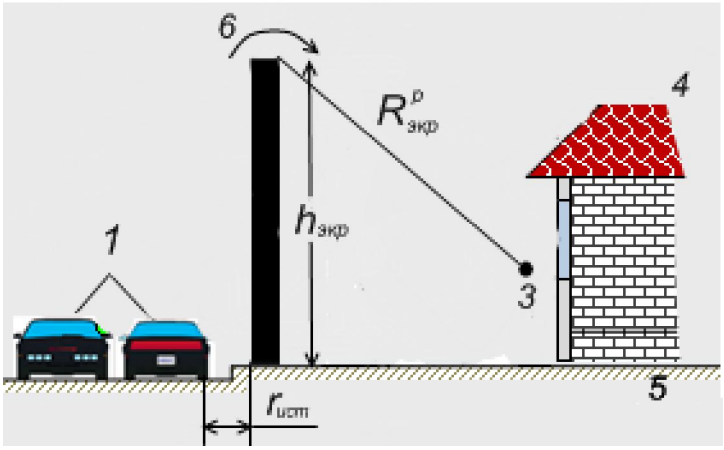


Рис. 5 Схема расчета дифрагирующего на верхнем свободном ребре экрана:
1 – ИШ, 2 – экран, 3 – РТ, 4 – здание, 5 – опорная поверхность,
6 – дифракция звука на свободном ребре

Примем, что звук падает на экран в нижней его части и падающий звук вычисляется по формуле (2). Далее рассмотрим излучение звука условной полосой, ширину которой принимаем равной 1 м. Тогда акустическая мощность, излучаемая в нижней части экрана:

$$W_{н} = I_{пад}^{экр} l_{экр} \cdot 1, \text{ Вт} \qquad (9)$$

Интенсивность звука на верхнем свободном ребре экрана при излучении в ¼ пространство (пространственный угол $\Omega = \frac{\pi}{2}$) составит:

$$I_{р} = \frac{W_{н}(1-\alpha_{экр})}{\frac{\pi}{2} l_{экр} h_{экр}} arctg \frac{l_{экр}}{2h_{экр}}, \text{ Вт/м}^2 \qquad (10)$$

где $\alpha_{экр}$ – коэффициент звукопоглощения экрана;

$l_{экр}$ – длина экрана, м;

$h_{экр}$ – высота экрана, м.

Акустическая мощность, излучаемая верхним свободным ребром экрана:

$$W_p = I_p l_{экр} \lambda \text{, Вт} \tag{11}$$

где λ – длина звуковой волны, м.

Интенсивность звука в РТ от линейного источника при излучении в полупространство:

$$I_{PT}^{верх} = \frac{W_p \beta_{дифр}^{верх}}{\pi l_{экр} R_{экр}} arctg \frac{l_{экр}}{2R_{экр}} \text{, Вт/м}^2 \tag{12}$$

где $\beta_{дифр}^{верх}$ – коэффициент дифракции на верхнем свободном ребре экрана.

$R_{экр}$ принято вместо $R_{экр}^{p}$, т.к. $R_{экр} \approx R_{экр}^{p}$, м.

После преобразований, получим долю шума, дифрагирующего через верхнее боковое ребро экрана:

$$\begin{aligned} L_{PT}^{верх} &= L_{ист} + 10\lg(1-\alpha_{экр}) - 10\lg\frac{h_{экр}}{\lambda} - 10\lg R_{экр} + 10\lg\beta_{дифр}^{верх} \\ &+ 10\lg arctg\frac{l_{экр}}{2r_{ист}} + 10\lg arctg\frac{l_{экр}}{2h_{ист}} + 10\lg arctg\frac{l_{экр}}{2R_{ист}} - 7, дБ \end{aligned} \tag{13}$$

где $L_{ист}$ – УЗД источника шума, дБ.

5. Расчет отраженного звука

Расчетная схема приведена на рис. 6

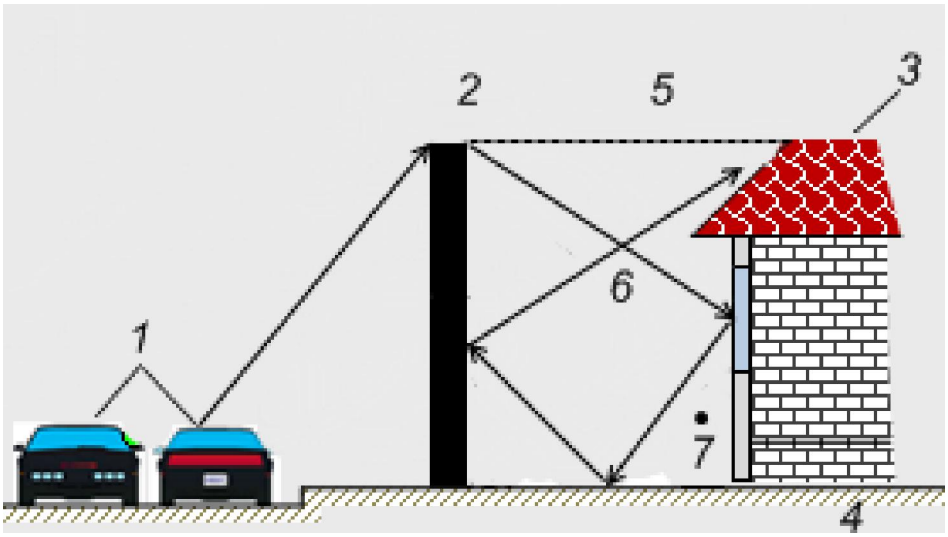


Рис. 6 Расчетная схема отраженного звукового поля: 1 – ИШ, 2 – экран, 3 – фасад здания, 4 – опорная поверхность, 5 – условная поверхность между верхней частью экрана и здания, 6 – отраженный звук, 7 – РТ.

Интенсивность звука в условном объеме пространства, полученном ограждениями экрана и фасада здания, опорной поверхностью между экраном и фасадом здания и поверхностью между верхом экрана и здания, может быть определена по формуле:

$$I_{отр} = \frac{4W''_{ист}(1-\alpha_{ср}^{пр})}{A_{пр}} \qquad (14)$$

где $W''_{ист}$ – акустическая мощность вторичного источника звука, в качестве которого принимается фасад здания, Вт;

$\alpha_{ср}^{пр}$ – средний коэффициент поглощения звука в условном объеме пространства;

$A_{пр}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения условного объема пространства, м^2.

$$A_{пр} = \alpha_{экр}^{пр} S_{экр} + \alpha_{зд} S_{зд} + \alpha_{пов} S_{пов} + S_{пов}^{усл} \cdot 1, \text{ м}^2 \qquad (15)$$

где $\alpha_{экр}^{пр}$ – коэффициент звукопоглощения экрана с противоположной стороны, площадью $S_{экр}$, м^2;

$\alpha_{зд}$ – коэффициент звукопоглощения фасада здания, площадью $S_{зд}$, м^2;

$\alpha_{пов}$ – коэффициент звукопоглощения опорной поверхности, площадью $S_{пов}$, м^2;

$S_{пов}^{усл}$ – площадь условной поверхности, м^2 с коэффициентом звукопоглощения равным 1.

$$\alpha_{ср}^{пр} = \frac{A_{пр}}{S_{пр}} \qquad (16)$$

где $S_{пр}$ – суммарная площадь поверхностей ограждающих условный объем пространства, м^2.

$$S_{пр} = S_{экр} + S_{зд} + S_{пов} + S_{пов}^{усл}, \text{ м}^2 \qquad (17)$$

Расчет вклада звукового поля, образовавшегося в результате отражений по формуле:

$$L_{отр} = L_{ист} + 10\lg\left[\frac{2\tau_{экр}(1-\alpha_{экр})}{l_{экр}} arctg\frac{l_{экр}}{2r_{ист}} arctg\frac{l_{экр}h_{экр}}{2R_{экр}\sqrt{4R^2_{экр}+l^2{}_{экр}h^2{}_{экр}}} + \right.$$
$$\left. + \frac{h_{экр}\lambda\beta^{бок}_{дифр}}{r_{ист}(R^{бок}_{экр})^2} + \frac{4(1-\alpha_{экр})\lambda}{\pi l_{экр}h_{экр}R_{экр}} arctg\frac{l_{экр}}{2r_{ист}} arctg\frac{l_{экр}}{2h_{экр}} arctg\frac{l_{экр}}{2R_{экр}}\right] + \quad (18)$$
$$+ 10\lg(1-\alpha^{пр}_{ср}) - 10\lg(\alpha^{пр}_{экр}S_{экр} + \alpha_{зд}S_{зд} + \alpha_{пов}S_{пов} + S^{усл}_{пов}) + 10\lg S_{зд}, дБ$$

Литература

1. Иванов Н.И. Инженерная акустика: Теория и практика борьбы с шумом: учебник. -М.: Университетская книга, Логос,2008.-424с.
2. Шубин И.Л. Современный подход к акустическому расчету транспортных шумозащитных экранов / Николов Н.Д., Шубин И.Л. // Academia. Архитектура и строительство/ М., НИИСФ РААСН, № 3, 2010. – С.130-134.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ОЖИДАЕМОГО ШУМА В КАБИНЕ СВАЕБОЙНОЙ МАШИНЫ

Элькин Ю.И.
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Суммарное звуковое поле в кабине сваебойной машины формируется шумом, проникающим различными каналами от основных источников излучения (от выпуска и всасывания через панели ограждения кабины без перегородки и пола; от гидравлики, расположенной в отдельном капоте, непосредственно через перегородку кабины; от гидравлики и вентилятора, расположенных в отдельном капоте, через его ограждения и далее через панели ограждения кабиныс учетом приведенной звукоизоляции; от двигателя, вентилятора системы охлаждения и гидравлики через ограждения капота моторного отсека и далее через панели ограждения кабины с учетом приведенной звукоизоляции без перегородки и пола; от рабочего органа непосредственно через ограждения кабины с учетом приведенной звукоизоляции без пола и перегородки). Все расчеты выполняются по акустической мощности источников излучения. Расчетная схема для определения внутреннего шума сваебойной машины представлена на рис. 1.

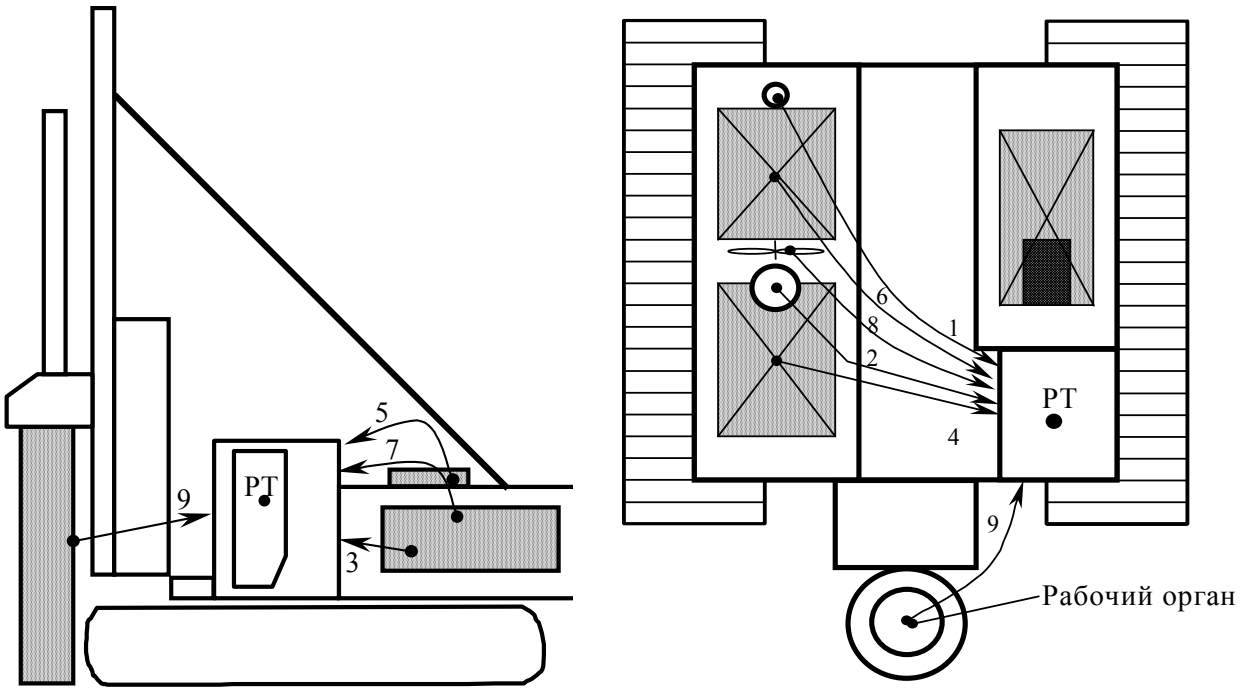


Рис. 1. Расчетная схема для определения
внутреннего шума сваебойной машины

1 – Шум выпуска, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждения кабины с учетом дифракционных явлений; 2 – Шум всасывания, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждения кабины, с учетом дифракционных явлений, за исключением перегородки между капотом с гидравликой и кабиной и пола; 3 – Шум гидравлики, расположенной в капоте, примыкающим к кабине и проникающий через перегородку между ним и кабиной на рабочее место; 4 – Шум гидравлики, расположенной в отдельном капоте и проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением поля и перегородки; 5 – Шум вентилятора охлаждения гидравлики, проникающий на рабочее место через панели ограждения кабины, за исключением пола и перегородки; 6– Шум двигателя, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели ограждения кабины с учетом дифракционных явлений, за исключением поля и перегородки; 7 – Шум гидравлики, проникающий на рабочее место через ограждения кабины с учетом дифракционных явлений, за исключением поля и перегородки; 8 – Шум вентилятора системы охлаждения двигателя, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели ограждения кабины за исключением пола и перегородки, с учетом дифракционных явлений; 9 – Шум рабочего органа, проникающий на рабочее место через панели ограждения с учетом дифракционных явлений, за исключением пола и перегородки

Шум выпуска, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждения кабины с учетом дифракционных явлений, за исключением перегородки между капотом с гидравликой и кабиной и пола, определяется по формуле:

$$L_{вып.}^{каб.} = L_{W\ вып.} - 20\lg R_{вып.} - 10\lg \frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i} \cdot 10^{-0.1\left(ЗИ_{каб.i} + t_{дифр.}^{каб.}\right)}} + \\ + 10\lg \frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{A_{каб.}} + ПН_{вып.} - x + 6,\ \ дБ \qquad (1)$$

где

$L_{W\ вып.}$ – звуковая мощность, излучаемая выпуском, дБ;

$R_{вып.}$ – расстояние от среза выпускной трубы до ближайшей панели кабины, м;

$S_{каб.\ i}$ – площадь $i-го$ ограждения, через которые шум выпуска проникает в кабину, м^2;

n – число элементов ограждения кабины, через которые шум выпуска проникает в кабину;

$ЗИ_{каб.i}$ – звукоизоляция $i-го$ элемента кабины, дБ;

$t_{дифр.i}^{каб.}$ – добавка к звукоизоляции $i-го$ ограждения кабины в зависимости от расположения ее панелей по отношению к выпускной трубе, дБ, $t_{дифр.i}^{каб.} = 5$ – для крыши и боковых панелей; $t_{дифр.i}^{каб.} = 8$ – для задней панели;

$A_{каб.}$ – звукопоглощение кабины, $A_{каб.} = \overline{\alpha}_{каб.} \cdot S_{каб.общ.}$, м^2;

$\overline{\alpha}_{каб.}$ – средний коэффициент звукопоглощения кабины;

$S_{каб.общ.}$ – общая площадь внутренних ограждений кабины, м^2;

$ПН_{вып.}$ – показатель направленности выпуска, учитывающий неравномерность излучения шума (по направлению) выхлопных газов, так и направление самой выпускной трубы по отношению к кабине, дБ;

x – числовая добавка, которая при $\Omega = \pi$ равна 5 дБ, при $\Omega = 2\pi$ – 8 дБ, $\Omega = 4\pi$ – 11 дБ, (Ω – пространственный угол излучения источников, при излучении в открытое пространство он составляет 4π, в полупространство 2π, в двугранный угол – π).

Шум всасывания, проникающий на рабочее место оператора через панели ограждения кабины, с учетом дифракционных явлений, за исключением перегородки между капотом с гидравликой и кабиной и пола определяется по формуле:

$$L_{всас.}^{каб.} = L_{W\ всас.} - 20\lg R_{всас} - 10\lg \frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i} \cdot 10^{-0.1\left(ЗИ_{каб.i} + t_{дифр.}^{каб.}\right)}} + \\ + 10\lg \frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{A_{каб.}} + ПН_{всас.} - x + 6, \quad дБ \tag{2}$$

где

$L_{W\ всас.}$ – звуковая мощность, излучаемая всасыванием, дБ;

$ПН_{всас.}$ – показатель направленности всасывания, дБ;

$S_{каб.\ i}$, $ЗИ_{каб.i}$, $t_{дифр.i}^{каб.}$, $A_{каб.}$, x – см. формулу (1).

Шум гидравлики, расположенной в отдельном капоте, примыкающем к кабине, и проникающий через перегородку между ним и кабиной на рабочее место определяется по формуле:

$$L_{гидр.\ пер.}^{каб.} = L_{W\ гидр.} + 10\lg\left(\frac{\chi_{кап.гидр.}}{S_{кап.общ.гидр.}} + \frac{4\Psi_{кап.гидр.}}{B_{кап.гидр.}}\right) + \\ + 10\lg \frac{S_{пер.}}{S_{кап.гидр.}} - ЗИ_{пер.} - 10\lg A_{каб.} + 6, \quad дБ \tag{3}$$

где

$L_{W\ гидр.}$ – акустическая мощность, излучаемая гидравликой, расположенной в отдельном капоте, дБ;

$\chi_{кап.гидр.}$ – коэффициент, учитывающий влияние ближнего звукового поля в отдельном капоте;

$S_{кап.общ.гидр.}$ – общая площадь панелей отдельного капота, внутри которого расположена гидравлика, (включая «виртуальные панели, т.е. открытые проемы), м^2;

$\Psi_{кап.гидр.}$ – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в отдельном капоте;

$B_{кап.гидр.}$ – постоянная отдельного капота, м^2;

$B_{кап.гидр.} = \frac{A_{кап.гидр.}}{\left(1 - \overline{\alpha}_{кап.гидр.}\right)}$; $A_{кап.гидр.}$ – звукопоглощение отдельного капота, в котором размещается гидравлика, м^2;

$A_{кап.гидр.} = \overline{\alpha}_{кап.гидр.} \cdot S_{кап.общ.гидр.}$, м^2;

$\overline{\alpha}_{кап.гидр.}$ – средний коэффициент звукопоглощения в отдельном капоте;

$S_{пер.}$ – площадь перегородки между кабиной и отдельным капотом, м^2;

$S_{кап.гидр.}$ – площадь «активных» паней капота, в котором размещается гидравлика, через которые проникает звук, м^2;

$ЗИ_{пер.}$ – звукоизоляция перегородки, через которую звук проникает в кабину, дБ;

$A_{каб.}$ – см. формулу (1).

Шум гидравлики, расположенной в отдельном капоте и проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки определяется по формуле:

$$L^{каб.}_{гидр.\,кап.} = L_{W\ гидр.} + 10\lg\left(\frac{\chi_{кап.гидр.}}{S_{кап.общ.гидр.}} + \frac{4\Psi_{кап.гидр.}}{B_{кап.гидр.}}\right) -$$

$$-10\lg\frac{\sum_{i=1}^{m} S_{кап.\ i\,гидр.}}{\sum_{i=1}^{m} S_{кап.\ i\,гидр.}\cdot 10^{-0.1\left(ЗИ_{кап.i\,гидр.}+t_{кап\,i\,гидр.}\right)}} - 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}\cdot 10^{-0.1\left(ЗИ_{каб.i}+t^{каб.}_{дифр.}\right)}} + \quad (4)$$

$$+10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{A_{каб.}} - x_1 + 6,\ \ дБ$$

где

$S_{кап.i\,гидр.}$ – площадь $i-ой$ «активной» панели отдельного капота, в котором размещена только гидравлика, через которую звук проникает в открытое пространство, м^2;

$ЗИ_{кап.i\,гидр.}$ – звукоизоляция $i-ой$ «активной» панели капота, дБ;

$t_{кап.гидр.}$ – добавка к звукоизоляции панелей капота в зависимости от их расположения по отношению к кабине, дБ;

$L_{W\ гидр.}$, $\chi_{кап.гидр.}$, $S_{кап.общ.гидр.}$, $\Psi_{кап.гидр.}$, $B_{кап.гидр.}$, $S_{кап.гидр.}$ – см. формулу (4.3), $S_{каб.\ i}$, $ЗИ_{каб.i}$, $t^{каб.}_{дифр.i}$, $A_{каб.}$, x_1 – см. формулу (1).

Шум вентилятора охлаждения гидравлики, расположенной в отдельном капоте, и проникающий на рабочее место через панели ограждения кабины, за исключением пола и перегородки, определяется по формуле:

$$L^{каб.}_{вент.гидр.} = L_{W\ вент.гидр.} - ЗИ_{пер.реш.} - 20\lg R_{пер.реш.} -$$

$$-10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}\cdot 10^{-0.1\left(ЗИ_{каб.i}+t^{каб.}_{дифр.}\right)}} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{A_{каб.}} - x_1 + 6,\ \ дБ \quad (5)$$

где

$L_{W\ вент.гидр.}$ – акустическая мощность, излучаемая вентилятором охлаждения гидравлики, расположенной в отдельном капоте, дБ;

$ЗИ_{пер.реш.}$ – звукоизоляция перфорированной решетки, дБ;

$R_{пер.реш.}$ – усредненное расстояние от перфорированной решетки до ближней панели кабины, м;

$S_{каб.\ i}$, $ЗИ_{каб.i}$, $t^{каб.}_{дифр.i}$, $A_{каб.}$, x_1 – см. формулу (1).

Шум двигателя внутреннего сгорания (ДВС), проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели ограждения кабины с учетом дифракционных явлений, за исключением пола и перегородки ($L^{каб}_{дв.кап}$), определяется по формуле (4), с заменой значений гидравлики на соответствующие значения ДВС (УЗМ, R, А и т.д.), расположенного в другом капоте и добавлением в формулу значения ($-10\lg R_{кап.дв}$). $R_{кап.дв}$ –усредненное расстояние от капота двигателя до ближайшей панели кабины, м.

Шум гидравлики, расположенной в капоте с ДВС и проникающий на рабочее место через ограждения кабины с учетом дифракционных явлений, за исключением пола и перегородки ($L^{каб}_{гидр.дв.кап.}$), определяется по формуле (4), с учетом, что все значения, входящие в формулу относятся к гидравлике, расположенной в капоте с двигателем и добавлением значения ($-10\lg R_{кап.гидр.дв}$), где $R_{кап.гидр.дв}$ – усредненное расстояние от капота с гидравликой и двигателем до ближайшей панели кабины, м.

Шум вентилятора системы охлаждения двигателя, проникающий на рабочее место через ограждения капота и далее через панели ограждения кабины за исключением пола и перегородки ($L^{каб}_{вент.дв.кап.}$), с учетом дифракционных явлений определяется по формуле (4), с заменой значений гидравлики на соответствующие значения вентилятора (УЗМ, R, и т.д.), расположенного в капоте с двигателем и добавлением значения ($-10\lg R_{кап.вент.дв}$), где $R_{кап.вент.дв}$ – усредненное расстояние от капота вентилятора и ДВС до ближайшей панели кабины, м.

Шум рабочего органа, проникающий на рабочее место через панели ограждения с учетом дифракционных явлений, за исключением пола и перегородки определяется по формуле:

$$L^{каб.}_{раб.орг.} = L_{W\ раб.орг.} - 20\lg R_{раб.орг.} - 10\lg \frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i} \cdot 10^{-0.1\left(ЗИ_{каб.i} + t^{каб.}_{дифр.}\right)}} + 10\lg \frac{\sum_{i=1}^{n} S_{каб.\ i}}{A_{каб.}} - x + 6,\ \ дБ \qquad (6)$$

где

$L_{W\ раб.орг.}$ – акустическая мощность, излучаемая рабочим органом, дБ;

$R_{раб.орг.}$ – усредненное расстояние от рабочего органа до ближайшей панели кабины, м;

$S_{каб.\ i}$, $ЗИ_{каб.i}$, $t_{дифр.i}^{каб.}$, $A_{каб.}$, x – см. формулу (1).

Суммарный расчетный спектр шума в кабине сваебойной машины от основных источников излучения определяется по формуле:

$$L_{сум.}^{каб} = 10\lg(10^{0,1L_{вып.}^{каб.}} + 10^{0,1L_{всас.}^{каб.}} + 10^{0,1L_{гидр.\ пер.}^{каб}} + 10^{0,1L_{гидр.\ кап.}^{каб}} 10^{0,1L_{вент.гидр.}^{каб}} + \\ + 10^{0,1L_{дв.кап}^{каб}} + 10^{0,1L_{гидр.\ дв.кап.}^{каб}} + 10^{0,1L_{вент.дв.кап.}^{каб}} + 10^{0,1L_{раб.орг.}^{каб}}) \quad \text{дБ} \quad (7)$$

Литература

1. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2000 – 482 с.
2. Техническая акустика транспортных машин: справочник/под ред. Н.И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – 365 с.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ОЖИДАЕМОГО ВНЕШНЕГО ШУМА СВАЕБОЙНОЙ МАШИНЫ

Элькин Ю.И.
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Внешнее звуковое поле формируется вкладом следующих источников шума: выпуском и всасыванием ДВС, корпусом ДВС, гидравликой, расположенной под капотом, вентилятором системы охлаждения, рабочим органом. Расчетная схема представлена на рис. 1.

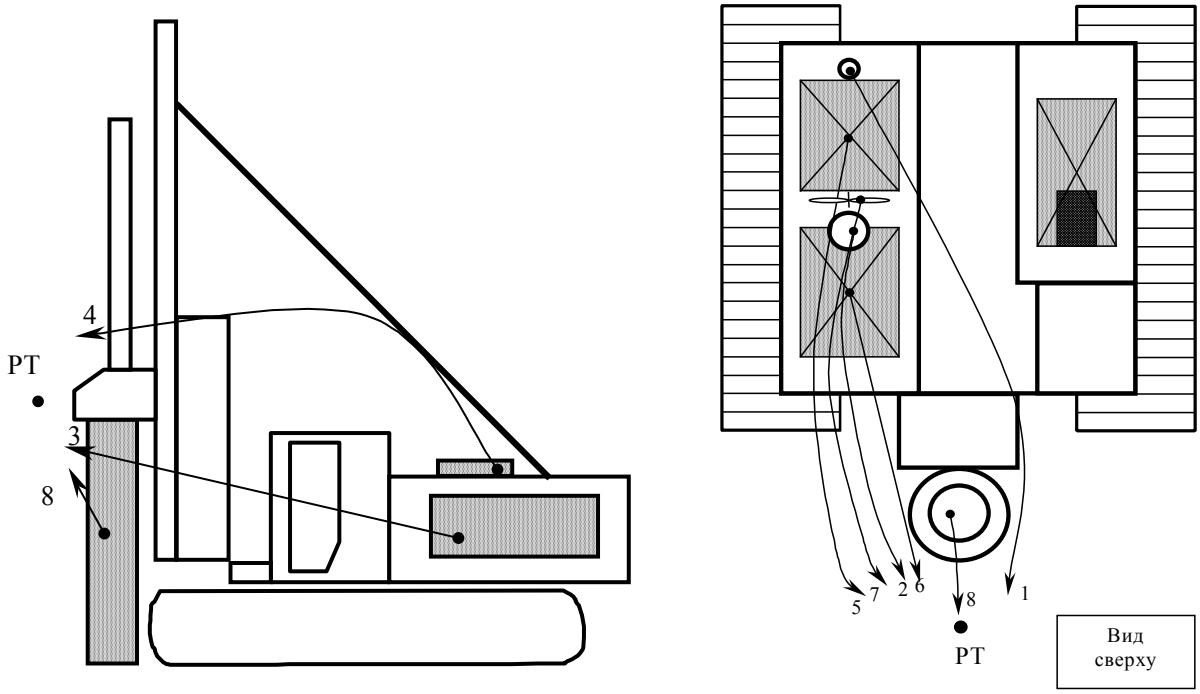


Рис. 1. Расчетная схема для определения внешнего шума сваебойной машины
1 – шум в расчетной точке внешнего поля от выпуска; 2 – шум в расчетной точке внешнего поля от всасывания; 3 – шум гидравлики, расположенной в капоте, примыкающим к кабине и проникающий в расчетную точку внешнего поля через все панели ограждения капота, за исключением перегородки и нижней панели; 4 – шум вентилятора охлаждения гидравлики, расположенной во втором капоте, в расчетной точке внешнего поля; 5 – шум двигателя, заключенного в капот, проникающий во внешнее поле через панели ограждения капота; 6– шум гидравлики, расположенной в первом капоте, и проникающий во внешнее поле через его ограждения; 7 - шум вентилятора системы охлаждения двигателя ,проникающий в расчетную точку внешнего поля через панели ограждения капота; 8 - шум рабочего органа, проникающий в расчетную точку внешнего поля.

Уровень звукового давления в расчетной точке внешнего поля от выпуска определяется по формуле:

$$L_{вып.}^{внеш.} = L_{W\,вып.} - 20\lg R_{вып.} + ПН_{вып.} - x,\ дБ \qquad (1)$$

где $L_{W\,вып.}$ – звуковая мощность, излучаемая выпуском, дБ;

$R_{вып.}$ – расстояние от выпуска до расчетной точки внешнего поля, м;

$ПН_{вып.}$ – показатель направленности выпуска, учитывающий как неравномерность (по направлению) излучения шума выхлопных газов, так и направление собственно выхлопной трубы, дБ;

x – числовая добавка, которая при $\Omega = \pi$ равна 5 дБ, при $\Omega = 2\pi$ – 8 дБ, $\Omega = 4\pi$ – 11 дБ, (Ω – пространственный угол источников излучения, при излучении в открытое пространство он составляет 4π, в полупространство 2π, в двугранный угол – π).

Уровень звукового давления в расчетной точке внешнего поля от всасывания определяется по формуле:

$$L_{всас.}^{внеш.} = L_{W\,всас.} - 20\lg R_{всас.} + ПН_{всас.} - x,\ дБ \qquad (2)$$

где $L_{W\,всас.}$ – звуковая мощность, излучаемая всасыванием, дБ;

$R_{всас.}$ – расстояние от всасывания до расчетной точки внешнего поля, м;

$ПН_{всас.}$ – показатель направленности всасывания, дБ;

x – см. формулу (1).

Шум гидравлики, расположенной в отдельном капоте, примыкающим к кабине и проникающий в расчетную точку внешнего поля через все панели ограждения капота, за исключением перегородки и нижней панели, определяется по формуле:

$$L_{гидр.кап.}^{внеш.} = L_{W\ гидр.} + 10\lg\left(\frac{\chi_{кап.гидр.}}{S_{кап.общ.гидр.}} + \frac{4\Psi_{кап.гидр.}}{B_{кап.гидр.}}\right) -$$

$$-10\lg\frac{\sum_{i=1}^{m} S_{кап.\ i\,гидр.}}{\sum_{i=1}^{m} S_{кап.\ i\,гидр.}\cdot 10^{-0.1\left(ЗИ_{кап.i\,гидр.}+t_{кап.\ i\,гидр.}\right)}} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{m} S_{кап.i\,гидр.}}{S_{кап.гидр.}} - 15\lg R_{кап.гидр.} - x,\ дБ \qquad (3)$$

где $L_{W\ гидр.}$ – акустическая мощность, излучаемая гидравликой, расположенной в отдельном капоте, дБ;

$\chi_{кап.гидр.}$ – коэффициент, учитывающий влияние ближнего звукового поля в отдельном капоте;

$S_{кап.общ.гидр.}$ – общая площадь панелей отдельного капота, внутри которого

расположена только гидравлика (включая и «виртуальные» панели, т.е. открытые проемы), м^2;

$\Psi_{кап.гидр.}$ – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в отдельном капоте;

$B_{кап.гидр.}$ – постоянная отдельного капота, м^2;

$B_{кап.гидр.} = \frac{A_{кап.гидр.}}{\left(1 - \overline{\alpha}_{кап.гидр.}\right)}$; $A_{кап.гидр.}$ – звукопоглощение капота, в котором размещается только гидравлика, м^2;

$A_{кап.гидр.} = \overline{\alpha}_{кап.гидр.} \cdot S_{кап.общ.гидр.}$, м^2;

$\overline{\alpha}_{кап.гидр.}$ – средний коэффициент звукопоглощения второго капота;

$S_{кап.\ i\,гидр.}$ – площадь $i-ой$ панели капота, в котором размещается только гидравлика, через которую звук проникает в открытое пространство, м^2;

$ЗИ_{кап.i\,гидр.}$ – звукоизоляция $i-ой$ панели капота, дБ;

$t_{кап.гидр.}$ – добавка к звукоизоляции панелей капота в зависимости от их расположения по отношению к расчетной точке внешнего поля, дБ;

$R_{кап.гидр.}$ – расстояние от отдельного капота до расчетной точки внешнего поля, м.

x – см. формулу (1).

Шум вентилятора охлаждения гидравлики, расположенной в отдельном капоте, в расчетной точке внешнего поля определяется по формуле:

$$L^{внеш.}_{вент.гидр.} = L_{W\,вент.гидр.} - ЗИ_{пер.гидр.} - 20\lg R_{вент.гидр.} - x,\ дБ \qquad (4)$$

где $L_{W\,вент.гидр.}$ – акустическая мощность, излучаемая вентилятором охлаждения гидравлики, дБ;

$ЗИ_{пер.гидр.}$ – звукоизоляция перфорированной решетки, дБ;

$R_{вент.гидр.}$ – расстояние от вентилятора охлаждения гидравлики до расчетной точки внешнего поля, м;

x – см. формулу (1).

Шум двигателя, заключенного в капот, проникающий во внешнее поле через панели ограждения капота ($L^{внеш.}_{дв.кап}$), определяется по формуле (3), с заменой значений гидравлики на значения двигателя, расположенного в другом капоте

Шум гидравлики, расположенной в капоте с двигателем, и проникающий во внешнее поле через его ограждения ($L^{внеш.}_{гидр.кап.дв}$), определяется по формуле (3),с учетом, что все значения, входящие в формулу относятся к гидравлике, расположенной в капоте с двигателем.

Шум вентилятора системы охлаждения двигателя, проникающий в расчетную точку внешнего поля через панели ограждения капота ($L^{внеш.}_{вент.кап.дв.}$), определяется по формуле (3), с заменой значений гидравлики на значения вентилятора, расположенного в капоте с двигателем.

Шум рабочего органа, проникающий в расчетную точку внешнего поля, определяется по формуле:

$$L^{внеш.}_{раб.орг.} = L_{W\ раб.орг.} - 20\lg R_{раб.орг.} - x,\ дБ \qquad (5)$$

где $L_{W\ раб.орг.}$ – акустическая мощность, излучаемая рабочим органом, дБ;

$R_{раб.орг.}$ – расстояние от рабочего органа до расчетной точки внешнего поля, м;

x – см. формулу (1).

Суммарный расчетный спектр шума в расчетной точке внешнего поля от основных источников излучения сваебойной машины определяется по формуле:

$$\begin{aligned} L^{внеш.}_{сум.} = 10\lg(&10^{0,1L^{внеш.}_{вып.}} + 10^{0,1L^{внеш.}_{всас.}} + 10^{0,1L^{внеш.}_{гидр.кап.}} + 10^{0,1L^{внеш.}_{вент.гидр.}} + \\ &+ 10^{0,1L^{внеш.}_{дв.кап}} + 10^{0,1L^{внеш.}_{гидр.\ кап.дв}} + 10^{0,1L^{внеш.}_{вент.кап.дв.}} + 10^{0,1L^{внеш.}_{раб.орг.}}) \end{aligned} \qquad (6)$$

Литература

1. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2000 – 482 с.
2. Техническая акустика транспортных машин: справочник/под ред. Н.И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – 365 с.

ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАЛОШУМНОГО ЭЛЕКТРОПЛАЗМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Анахов С.В.
Российский государственный профессионально-педагогический университет (РГППУ), г. Екатеринбург, Россия

Широкое распространение в промышленности процессов плазменной обработки материалов заставляет наряду с требованием высокой производительности и качества всё большее внимание обращать на необходимость защиты персонала от воздействия опасных и вредных производственных факторов, соблюдения санитарной и экологической безопасности в рабочей зоне. В данной работе представлены научно - исследовательские и практические результаты, полученные в ходе изучения акустического фактора при использовании технологии плазменного воздействия на материалы.

Экспериментальные исследования были посвящены определению спектральных и пространственных характеристик звукового поля, генерируемого плазмотроном. Был создан комплекс экспериментальных методов, включающий измерения точным методом в условиях диффузного звукового поля в реверберационной камере, ориентировочным – в режиме реального процесса работы плазмотрона и пространственные измерения в заглушенной камере. Были получены шумовые карты участков плазменной резки, напыления, плазменно-механической обработки при их эксплуатации в условиях реального производственного процесса. Анализ создаваемых уровней шума и спектрограмм его направленности выявил среди возможных его источников (механизмы перемещения, источники питания, газовые и водяные коммуникации, насосные и компрессорные установки) наиболее интенсивный – плазмотрон, дающий до 60-70% вклада в общий уровень звуковой мощности.

К характерным особенностям шумоизлучения самого плазмотрона можно отнести:

1) высокий общий уровень звукового давления (до 120-130 дБ), превышающий нормируемые значения на 4-7 дБ в области инфразвуковых и низких частот (до 1 кГц) и на 30-35 дБ на низких частотах ультразвукового диапазона (8-16 кГц);

2) наличие в звуковом спектре дискретных тонов, существенным образом определяющих общий уровень звуковой мощности и зависящих от геометрических параметров соплового узла и газовоздушного тракта (ГВТ), а также параметров технологического процесса;

3) направленный характер излучения со средним превышением уровня звукового давления в диапазоне телесного угла от 38° до 54° (от направления плазменной струи) на 20-25 дБ.

С целью выявления основных факторов, влияющих на шумоизлучение струи были проведены экспериментальные исследования на рабочих «горячих» струях и на модельных «холодных» на плазмотронах прямого действия для резки типа ПВР. Для выделения из общего спектра шумоизлучения источников аэродинамического происхождения проводились измерения в режиме «холодного» истечения. Выяснилось, что при горячем истечении плазмообразующего газа (ПОГ) непосредственно плазмотроном генерируется 70-72% общей звуковой мощности и 60-62% - при холодном истечении. Непосредственно в зоне плазменной обработки шум образуется на нескольких участках:

1) непосредственно внутри плазмотрона;

2) турбулентным газодинамическим потоком плазменной струи при её до- и сверхзвуковом истечении из сопла плазмотрона;

3) в щели разрезаемого металла в процессах резки – за счет резонансных явлений в щели - волноводе;

4) в области за разрезаемым металлом – за счет процессов турбулентных пульсаций отходящих газов, аэрозолей и расплавленного металла.

Среди всего многообразия причин и явлений, влияющих на характер шумоизлучения, можно выделить следующие факторы, определяющие общий и пиковый уровень звуковой мощности:

1) Тип плазмотрона (для резки, напыления, электродуговой термообработки) и технология его применения. Задание технологии обработки существенным образом определяет роль большинства последующих факторов.

2) Параметры плазмообразующего газа и плазменной струи:

– Температура и давление – как факторы, влияющие на характер течения ПОГ в плазмотроне, на потери давления газа по ГВТ и приводящие к изменению скорости истечения струи и степени ионизации и неравновесности плазмы в струе;
– Расход газа, влияющий на степень турбулентности ПОГ в плазмотроне и струе, на скорость истечения струи, плотность теплового потока струи, на величину тепловых и газодинамических потерь по ГВТ;
– Сорт применяемого ПОГ (Ar, N_2, CO_2 и смеси газов);
– Подводимая электрическая мощность, ток и напряжение дуги, её полярность, род тока – факторы влияющие на параметры плазменной струи и величину тепловых потерь. Следует учитывать также эффекты, связанные с процессами шунтирования катодного пятна в сопловом узле и шум электромагнитной природы, возникающий на поверхности металла и в ванне его расплава.

3) Конструктивные особенности плазмотрона:

– Профиль ГВТ, существенно влияющий на величину газодинамических потерь и степень турбулизации ПОГ. В процессе анализа характерных профилей ГВТ плазмотронов было выявлено наличие камер-

резонаторов, в которых возбуждаются звуковые колебания с частотами турбулентных пульсаций, близкими к собственным частотам резонаторов. В результате была предложена модель генерации дискретных пиков звуковой мощности колебательной системой – газовоздушным трактом плазмотрона [1]. Расчет характерных частот и уровней пиковой мощности звука показал хорошее согласие с экспериментальными данными о наличии пиков мощности в звуковом диапазоне частот.

– Форма соплового узла плазмотрона, определяющая появление частот в ультразвуковой части спектра шумоизлучения. Предложенная физическая модель, рассматривающая сопловой канал как волновод, излучающий в открытое пространство, позволила объяснить образование нескольких пиков звуковой мощности в ультразвуковой части спектра.
– Используемые конструктивные материалы различных узлов плазмотрона, характер их обработки и степень эксплуатации.
– Характер охлаждения плазмотрона (водяной или воздушный), определяющий величину тепловых потерь и стойкость материалов.

4) Струя ПОГ, параметры которой существенным образом зависят от большинства вышеперечисленных факторов.

– Определяющим фактором является скорость истечения струи, требующая учета механизмов генерации высокочастотного шума при дозвуковом и сверхзвуковом характере её истечения. Анализ шумоизлучения, согласно известной модели Лайтхилла, позволяет объяснить появление дискретных частот в ультразвуковой части спектра аэродинамическим шумом сверхзвукового ядра струи, связанным с механизмом обратной связи, создающим излучение дискретного тона.

Среди других факторов, влияющих на шумоизлучение, отметим:

– Форма и длина струи, определяющие влияние отдельных участков струи на шумоизлучение (основная мощность генерируется на начальном участке струи длиной ~ 5 калибров). Анализ спектрограмм шума с максимумом излучения в районе 460 телесного угла свидетельствует о сложном характере взаимодействия различных участков разогретого диссоциированного потока плазмы с потоком слабонагретого газа и окружающей средой.
– Характер перемещения струи по поверхности обрабатываемого материала, зависящий от типа обработки, и влияющий на распределение звуковой мощности в отраженном от поверхности материала звуке и на механизм резонансной генерации шума в щели металла при его резке.
– Механический шум, возникающий при взаимодействии частиц металла и грата с элементами конструкции.

Перечисляя и анализируя причины шумообразования, можно сделать вывод о том, что существенного снижения уровня шума можно достигнуть за счет оптимизации процессов технологической обработки. Следует однако иметь в

виду, что требования технологии лимитируют эффект снижения шума только за счет оптимизации параметров технологического процесса. В связи с этим, в опоре на данные теоретического и экспериментальный анализа вышеуказанных факторов шумообразования, был сделан вывод о возможности существенного снижения уровня шума непосредственно в источнике его образования – в плазмотроне.

В качестве основного направления была выбрана борьба с резонансными явлениями внутри плазмотрона путем профилирования его ГВТ, формы катодного и соплового узла, выбора оптимальных параметров входного и выходного отверстий ГВТ, оптимизация распределения газового потока по тракту плазмотрона. Указанные рекомендации были использованы при проектировании и внедрении в производство серии малошумных плазмотронов, позволяющих снизить пиковые значения уровня шума на 10-12 дБ.

Эффективность такого проектирования плазмотрона можно оценить, опираясь на известные методы расчета плазмотронов [2,3], в которых определение тепловых и электрических характеристик опирается на аппроксимационные параметрические формулы, специфичные для различных конструктивных схем. Однако, помимо легко определяемых электрических и конструктивных параметров, такого рода расчеты используют и газодинамические характеристики, значения которых в формирующем плазменную дугу (струю) сопловом узле плазмотрона трудно измеряемы и могут сильно отличаться от параметров на входе в плазмотрон. Как показали проведенные ранее исследования [4], конструктивные особенности газовоздушных трактов (ГВТ) плазмотронов оказывают серьезное влияние не только на процесс формирования плазменной струи, но и существенным образом определяют характер шумоизлучения плазмотрона, а, следовательно, и безопасность его применения. Задачей данного исследования стала формулировка общих газодинамических принципов проектирования ГВТ плазмотронов, существенно влияющих как на параметры эффективности, так и на безопасность их работы.

В исследовании использовались теоретические оценки параметров газа с учетом закономерностей газовой динамики [5]. Параметры плазмообразующего газа (ПОГ) на отдельных участках рассчитывались последовательно, начиная от входа в плазмотрон, с корректировкой на потерю напора на предыдущих участках ГВТ. Учитывалось зависимость вязких потерь от характерного для выбранного профиля значения числа Рейнольдса. Гидравлические сопротивления в местах резкого изменения формы проходного сечения рассчитывались по соотношению характерных площадей сечений ГВТ, в областях плавного изменения – оценивались по характеру изменения соответствующего данному участку гидравлического диаметра $D_г$ по известным формулам для диф- и конфузоров [5]. Вычисления производились в программной среде MathCAD.

В качестве базовой модели был выбран производимый ООО НПП «Полигон» (г. Екатеринбург) плазмотрон ПМВР-М, хорошо зарекомендовавший себя на многих предприятиях металлургического и трубного производства в Уральском регионе (однотипный профиль ГВТ имеет его фактический аналог

плазмотрон ВПР-401, отличающийся лишь схемой водяного охлаждения). Газовоздушный тракт плазмотронов такого типа можно разбить на 4 части: входная часть (1), расширитель – зона выравнивания потока газа (2), завихритель (3), сопловой узел (4) и область формирования плазменной струи (рис.1). Характерной особенностью подобных плазмотронов является наличие участков резкого изменения профиля проходного сечения. Все эти перепады обусловлены как конструктивными, так и технологическими моментами. Однако, подобные изменения профиля способствуют при турбулентном режиме протекания ПОГ образованию тональных шумов в звуковой области акустического спектра плазмотрона и вызывают за счет увеличения коэффициентов местного сопротивления большие потери скоростного напора. В связи с этим, было предложено и проанализировано ещё несколько конструкций плазмотронов для резки, в которых профилирование ГВТ было выполнено с учетом вышеупомянутых особенностей. Экспериментально определенные режимы работы этих плазмотронов (паспортные данные) представлены в таблице 1. По данным таблицы были выбраны оптимальные режимы для сравнительного газодинамического анализа. В ряде случаев диапазон исследований выбирался шире заявленного для определения критических значений по газодинамическим и акустическим критериям.

Таблица 1

Режимы работы плазмотронов (по параметрам ПОГ)

Тип плазмотрона	**Объемный расход ПОГ Q, м^3/час**	**Давление ПОГ на входе $P_{вх}$, атм**	**Массовый расход ПОГ G, г/с**	**Мощность нагнетания ПОГ PQ, кВт**
ПМВР-М	4-10	2-5	2,3-11,0	0,22-1,40
ВПР-410	2-7	2,5-6	1,5-10,0	0,15-1,32
ПМВР-3(М)	4-20	2-8	2,3-32,0	0,22-44,8
ПМВР-5.2	2,7-3	2-5	1,5-3,3	0,14-0,40

Распределение площадей проходного сечения по ГВТ плазмотронов ПМВР-М и ВПР-410, а также расчетные значения чисел Re, скоростей и давлений – на рис.1 (для режима $P_{вх}$ = 4 атм, Q = 6 м^3/час, G = 7 г/с). Представленные данные свидетельствуют о характере течения ПОГ в режиме развитой турбулентности (Re = 9000÷110000), с наличием в ответственном за формирование шумовых пульсаций объеме соплового узла участков генерации как широкополосного шума ($Re > 10^5$ в сопловом канале), так и его тональных составляющих ($Re < 10^5$ в вихревой камере - области между завихрителем и сопловым каналом).

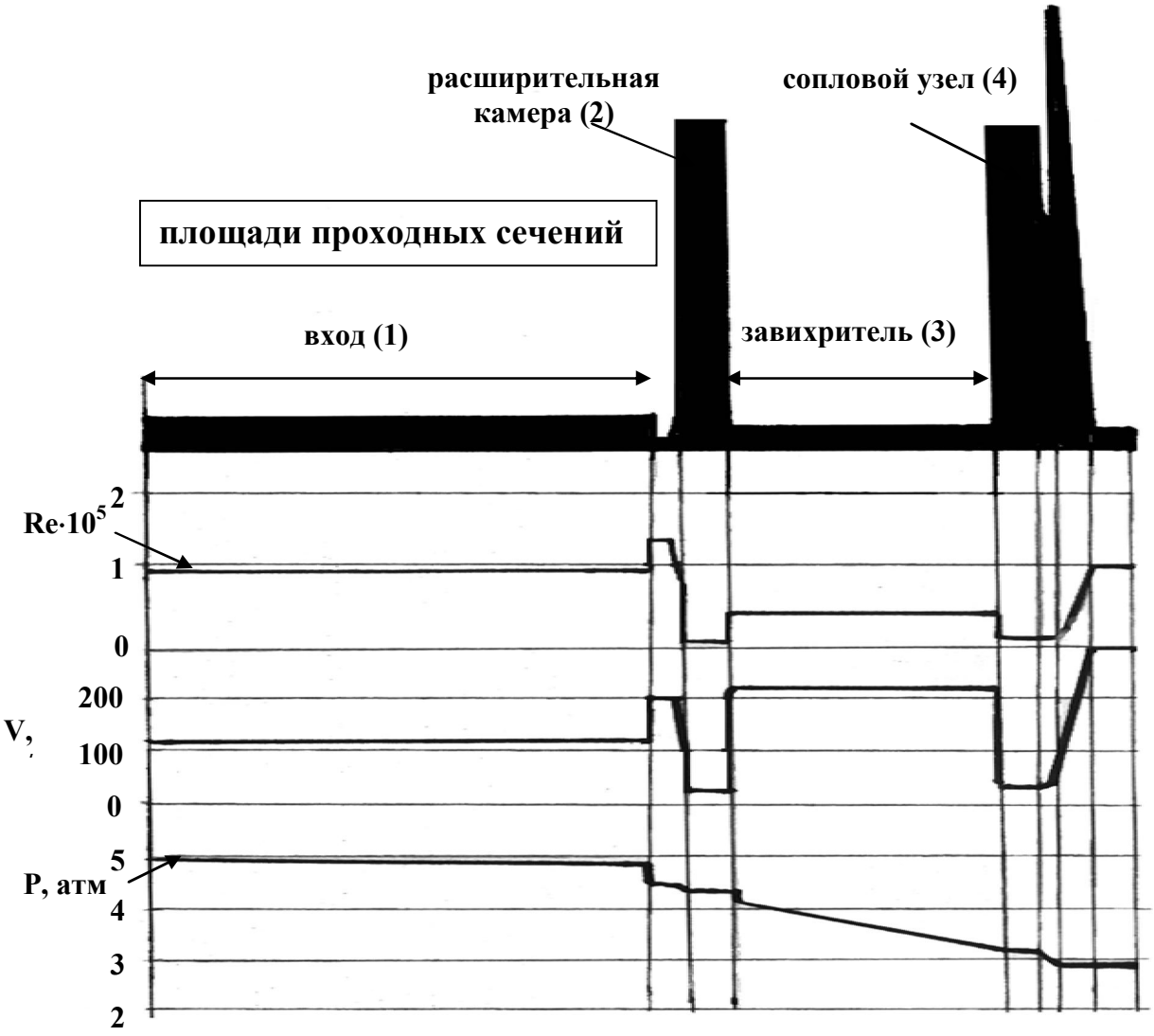


Рис. 1. Распределение площадей проходных сечений, чисел Re, скоростей V, давления P ПОГ по ГВТ плазмотронов ПМВР-М и ВПР-410.

Рассмотренная конструкция ГВТ плазмотрона, использующая однопоточную схему формирования и охлаждения плазменной струи, имеет 2 основных недостатка: резкие изменения формы тракта в сопловом узле, влияющие на уровень тонального шума плазменной струи, и большие потери динамического напора, особенно в завихрителе, что сказывается на величине давления в сопловом канале и, соответственно, газодинамике струи, электрических и тепловых характеристиках плазменной дуги. К тому же наличие одной расширительной камеры и представленной схемы подачи ПОГ в нее из входной части может оказаться недостаточным для полного равномерного распределения потока на последующих частях ГВТ плазмотрона и вызывать неравномерный износ сменных частей плазмотрона, а следовательно и уменьшение срока их работы. В связи с этим, в качестве дальнейших принципов проектирования были выбраны: 1 – оптимизация системы газодинамических фильтров для более качественного выравнивания потока ПОГ, 2 – разработка схемы подачи с уменьшением

амплитудных колебаний потока и увеличением числа плавных переходов как внутри каждого участка, так и между ними. Ряд конструкций, обеспечивающих улучшенные газодинамические и акустические характеристики, был представлен и проанализирован в работе [4]. В данной работе проведен анализ ещё нескольких конструкций плазмотронов, спроектированных с учетом упомянутых принципов.

В конструкцию плазмотрона ПМВР-3 были внесены следующие изменения:

1) на участке (2) вместо одной расширительной камеры представлен набор фильтров, повышающий равномерность распределения потока ПОГ;
2) на границе участков (2) и (3) выполнен плавный переход потока ПОГ в камеру завихрителя;
3) сокращена длина участка завихрителя;
4) выполнено уменьшение амплитуды колебаний газового потока в сопловом узле (4) за счет профилирования данного элемента конструкции.

У плазмотрона ПМВР-3М (модернизированного) дополнительно спроектирован подводящий к завихрителю участок (2), обеспечивающий меньшие потери давления на входе в завихритель. Снижение потерь напора на участках резкого изменения профиля ГВТ должны приводить к уменьшению коэффициентов упругой реакции объемов ПОГ в указанных областях, что согласно авторской модели "плазмотрон – резонансный излучатель" [1], должно положительно сказаться на вероятности появления тональных пиков в звуковой области спектра шумоизлучения. Уменьшив потери по ГВТ, можно также снизить влияние тонального шума, которое при повышении давления ПОГ в сопловом узле становится маловыраженном на фоне преобладающего уровня широкополосного шума.

В качестве альтернативного варианта плазмотронам ПМВР-3(М) был проанализирован проект плазмотрона ПМВР-5.2, использующий 2-х поточную схему разделения общего потока ПОГ с последующим использованием одного из них для стабилизации плазменной дуги по принципу двойного сопла.

Результаты сравнительного газодинамического анализа позволили выявить соотношение инерционных и вязких потерь давления для плазмотронов различных конструкций. Потери за счет трения составляют 20÷27% от общего числа потерь, инерционные потери в местах резкого изменения профиля ГВТ – 73÷80%. Потери в завихрителе (для ПМВР-М и 3(М)) - 52÷56% от общего числа потерь. Было показано, что плазмотроны типа ПМВР-3 и ПМВР-3М обеспечивают небольшое (в пределах 10% от уровня ПМВР-М) снижение общего количества потерь, в первую очередь за счет сокращения длины завихрителя. Более плавный профиль ГВТ у плазмотрона ПМВР-3М обеспечивает ему дополнительное снижение потерь (5-6% от суммарного уровня) за счет более низких коэффициентов местных сопротивлений на входе в завихритель. Конструкция плазмотрона ПМВР-5.2 выгодно отличается от вышеупомянутых плазмотронов,

обеспечивая в исследуемом режиме 2-кратное уменьшение потерь, вызванное, в первую очередь, отсутствием в устройстве завихрителя. Следует, однако, заметить, что разделение потоков снижает кинетические свойства плазменной струи, приводя к примерно 2-кратному снижению её скорости при одинаковых режимах эксплуатации.

Исследования выявили влияние технологических параметров работы (входного давления $P_{вх}$, объемного Q и массового расхода G) на суммарное по ГВТ количество потерь давления ΔP_{Σ} и, следовательно на давление на выходе (в области формирования плазменной струи) $P_{вых}$. Статистическая обработка этих данных позволила с точностью ~5% предложить аппроксимационные формулы для плазмотронов исследованных типов:

$$\text{ПМВР-М: } \Delta P_{\Sigma} = 0{,}027 \cdot P_{вх}^{-1,2} \cdot Q^{1,4 \cdot P_{вх}^{0,2}} \text{ и } \Delta P_{\Sigma} = 1{,}2 \cdot P_{вх}^{-2,87} \cdot G^{1,2 \cdot P_{вх}^{0,4}};$$

$$\text{ПМВР-3: } \Delta P_{\Sigma} = 3{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot P_{вх} \cdot Q^{1,61} \text{ и } \Delta P_{\Sigma} = 14 \cdot 10^{-3} \cdot P_{вх} \cdot G^{1,58};$$

$$\text{ПМВР-3М: } \Delta P_{\Sigma} = 2{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot P_{вх} \cdot Q^{1,69} \text{ и } \Delta P_{\Sigma} = 19 \cdot 10^{-3} \cdot P_{вх} \cdot G^{1,68};$$

$$\text{ПМВР-5.2: } \Delta P_{\Sigma} = 6{,}7 \cdot 10^{-4} \cdot P_{вх} \cdot Q^{1,85} \text{ и } \Delta P_{\Sigma} = 0{,}14 \cdot P_{вх}^{-1,4} \cdot G^{1,86},$$

здесь $[P_{вх}]$ и $[\Delta P_{\Sigma}]$= атм, [Q] = дм^3/с, [G] = г/с. Более сложная степенная зависимость полученного распределения для ПМВР-М свидетельствует о боле высокой степени неравновесности исследуемой системы, обусловленной резкими изменениями профиля ГВТ данного плазмотрона. Скорректированные, с учетом данных расчетов значения $P_{вых}$ можно использовать для определения газодинамических характеристик струи на выходе из ГВТ плазмотрона:

$$V_{вых} = a_{кр} \cdot \lambda;\ a_{кр} = 18{,}3 \cdot \sqrt{T};\ \lambda = -\frac{m}{2y \cdot n} + \sqrt{\left(\frac{m}{2y \cdot n}\right)^2 + \frac{1}{n}};\ m = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}};$$

$$n = \frac{\gamma-1}{\gamma+1};\ y = \frac{G \cdot g \cdot \sqrt{T}}{0{,}404 \cdot P_{вых} \cdot F};\ P_{вых} = P_{вх} - \Delta P_{\Sigma},$$

где $a_{кр}$ – критическая скорость звука при данной температуре T, F – площадь поперечного сечения участка ГВТ, g – ускорение свободного падения, γ - показатель адиабаты, λ и y - газодинамические функции [5]. Уточненные параметры газа могут быть использованы и для более точного определения частотных и энергетических характеристик шумоизлучения плазмотронов, согласно авторской модели [6].

Достигнутые за счет проектирования технологические преимущества анализируемых конструкций были оценены по известным параметрическим уравнениям [2,3] для линейного однокамерного плазмотрона прямого действия, с учетом корректировки на величину давления в сопловом узле, сделанной согласно приведенным выше расчетам. Определялись - вольтамперная характери-

стика U_+, напряженность дуги E, тепловой к.п.д. плазмотрона η, электрическая мощность дуги N, количества тепловых потерь $Q_т$:

$$U_+=1290\cdot(I^2/Gd)^{-0.15}\cdot(G/d)^{0.30}\cdot(pd)^{0.25}\ ;\ E\cdot d=115\cdot(I/d)^{-0.23}\cdot(G/d)^{0.47}\cdot(pd)^{0.2}\ ;$$
$$\eta=1/(1+\eta_т),\ \text{где}\ \eta_т=1{,}08\cdot10^{-4}\cdot(I^2/Gd)^{0.27}\cdot(G/d)^{-0.27}\cdot(pd)^{0.30}\cdot(I/d)^{0.5}\ ;\ N=I\cdot U,$$
$$Q_т=N\cdot(1-\eta).$$

Исследования в диапазонах токов 100÷400 А показали, что за счет снижения потерь в ГВТ значения вольтамперных и электрических характеристик плазмотронов ПМВР-3(М) на 3-5% выше, чем у ПМВР-М, что позволяет эффективнее использовать плазменную дугу, растянув её длину и увеличив температуру и мощность разряда. За счет увеличения теплового к.п.д. на 10-12% можно снизить тепловые и сопутствующие им потери, увеличив тем самым ресурс работы соплового узла. Плазмотрон ПМВР-5.2 за счет изменения профиля соплового узла позволяет дополнительно повысить эффективное к.п.д. по сравнению с базовой моделью, но работает на меньших токах и напряжениях из-за более низких кинетических характеристик струи.

Выводы

1. Теоретические расчеты газодинамических, электрических и теплофизических параметров плазмотронов следует проводить, учитывая потери давления в ГВТ плазмотронов с однопоточной схемой газового распределения. Такой же учет требуется при определении частотных и энергетических характеристик шумоизлучения плазмотронов.
2. При расчете потерь динамического напора в таких плазмотронах можно пренебречь вязкими потерями на участках с соотношением $L/D_г<10$, с площадью поперечного сечения $F>20$ мм^2 при расходах ПОГ менее 6 м^3/час. В общей доле потерь доля потерь на трение составляет ≈25%.
3. Инерционные потери давления в плазмотронах с вихревой стабилизацией составляют ≈75% от общего количества потерь напора. Основной вклад в таких схемах дает завихритель (≈55% инерционных потерь).
4. Общее количество потерь растет с увеличением расхода ПОГ, что накладывает ограничения на предельные значения расходов при заданном давлении газа (мощность нагнетания ПОГ).
5. Снизить общее количество потерь можно за счет профилирования ГВТ: уменьшения длины завихрителя, плавного изменения профиля проходного сечения ГВТ, уменьшения количества участков с площадью сечения менее 20 мм^2. Существенного снижения можно добиться путем изменения принципа стабилизации дуги по схеме двойного сопла с разделением потока ПОГ (без завихрителя).
6. Снижение потерь давления по ГВТ способствует повышению кинетических и энергетических параметров плазменной струи, снижению тепловых потерь в сопловом узле плазмотрона.

7. Профилирование ГВТ плазмотрона, способствующее уменьшению потерь давления, благоприятно влияет на уровень шумоизлучения плазмотрона, позволяя снизить уровень тонального шума в звуковом диапазоне акустического спектра. Соответствующие конструкции сопловых узлов плазмотронов были проанализированы ранее [3].

8. Уровень акустической безопасности плазмотронов можно повысить, введя ограничения на технологические диапазоны их функционирования, без значительного снижения эффективности их работы.

9. Оценку газодинамических параметров можно вести по упрощенным аппроксимирующим зависимостям, избегая сложного многофакторного анализа, учитывающего все нюансы конструкций ГВТ и режимов работы для однотипных исследуемым плазмотронов.

Литература

1. Анахов С.В., Пыкин Ю.А. Факторы снижения шумов при работе плазменного оборудования//Технология машиностроения, 2008, №7, с. 64-66
2. Основы расчета плазмотронов линейной схемы /М.Ф. Жуков, А.С. Аньшаков. – Новосибирск: ин-т теплофизики СО АНСССР, 1979. – 146с.
3. Электродуговые генераторы термической плазмы/ М.Ф. Жуков, И.М. Засыпкин, А.Н. Тимошевский и др. – Новосибирск: Наука, 1999. – 712 с.
4. Анахов С.В., Пыкин Ю.А. Сравнительный анализ газодинамических факторов шумоизлучения плазмотронов//Сварочное производство, 2005, №1, С.31-36.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

ПЕРЕНОСНЫЕ АКУСТИЧЕСКИЕ ЭКРАНЫ ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ С ИЗМЕНЯЕМЫМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ ПРОФИЛЕМ ОТРАЖАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

Асминин В.Ф., Болучевский А.В.
Воронежская государственная лесотехническая академия

Малые акустические экраны - простое и эффективное техническое средство снижения шума в локальном пространстве производственного помещения [1]. Они достаточно широко распространены на производстве, что объясняется их:

– конструктивной простотой;
– доступностью изготовления на любом предприятии-пользователе;
– низкой стоимостью.

Эти обстоятельства, особенно с учетом переживаемых трудностей в отечественной экономике, указывают на перспективность малых акустических экранов (АЭ) и в обозримом будущем.

Шумоглушительный эффект АЭ определяется созданием зоны акустической тени за ним. При этом наблюдается частичное огибание звуковой волной АЭ за счет дифракции. Явление дифракции тем сильнее выражено, а, следовательно, эффективность АЭ тем ниже, чем меньше размеры экрана и угол дифракции α, и чем больше длина звуковой волны. При сравнительно небольших размерах АЭ (1 – 4м2) и больших углах дифракции ($\alpha > 90°$) достигается снижение уровня звука на 10 – 15 дБ в средне- и высокочастотной области, что часто бывает достаточным для доведения шума на рабочем месте до нормы [2,3].

На эффективность АЭ оказывают существенное влияние такие факторы как звукопроводимость и звукопоглощение материалов, из которых он изготовлен, а также – особенно в высокочастотной области – геометрический профиль отражающей поверхности. Возможности последнего фактора широко используется в архитектурно-строительной акустике, варьированием профиля специальной отделки стен и потолков [4]. Однако, до последнего времени, при разработке малых экранов влиянием этого физического фактора пренебрегали, поэтому в конструкциях встречающихся АЭ отражающие поверхности – преимущественно плоские.

При эксплуатации малые АЭ, как правило, устанавливаются стационарно на постоянных рабочих местах, что не предусматривает их демонтаж, переноску или транспортировку и, следовательно, использование для шумных работ, носящих временных или эпизодический характер. Поэтому, при создании малых АЭ как правило, пренебрегали такими показателями, как: масса, оперативность монтажа-демонтажа и удобство при транспортировке, а исходили из минимизации звукопроводимости экрана, достигаемой путем выбора материалов с лучшими звукоизоляционными свойствами (т.е., и с большей плотностью), и оптимизации габаритных размеров экранирующей поверхности для конкретных рабочих мест.

На кафедре «Безопасности жизнедеятельности» ВГЛТА ведется научно-исследовательская работа по созданию легких, переносных АЭ для использования их как на постоянных, так и временных рабочих местах. Основными критериями при разработке переносных АЭ являются:

- минимизация массы экрана, без снижения акустической эффективности;
- удобство его в эксплуатации, в соответствии с функциональными особенностями.

В качестве материалов для переносных АЭ предлагается использовать полимерные пленки и ткани пропитанные эластомерами. Снижение акустической эффективности такого «облегченного» экрана, из-за проигрыша в звукоизоляционных свойств, компенсируется в конструкции переносного АЭ:

- приданием профильности отражающей поверхности и, следовательно, увеличением ее площади;
- присоединением дополнительного звукопоглощающего слоя из пористо-губчатых эластомеров на отражающую поверхность.

Профиль отражающей поверхности переносного АЭ предлагается сделать угольчатым (в виде «гармошки»), так как именно такое конструктивное решение позволяет сделать экран складывающимся, что упрощает его монтаж и демонтаж, переноску или транспортировку. С другой стороны, такая конструкция АЭ допускает варьирование угла профиля γ и размера сторон d, его образующих, что позволяет повысить эффективность отражения и рассеивания звуковых волн заданного диапазона частот. Эта особенность является одним из достоинств конструкции переносного АЭ, так как позволяет эффективнее экранировать источники шума с выраженными составляющими в их спектрах.

Эффективность звукопоглощения можно увеличить нанесением на профиль АЭ звукопоглощающих материалов. [Рис.1]

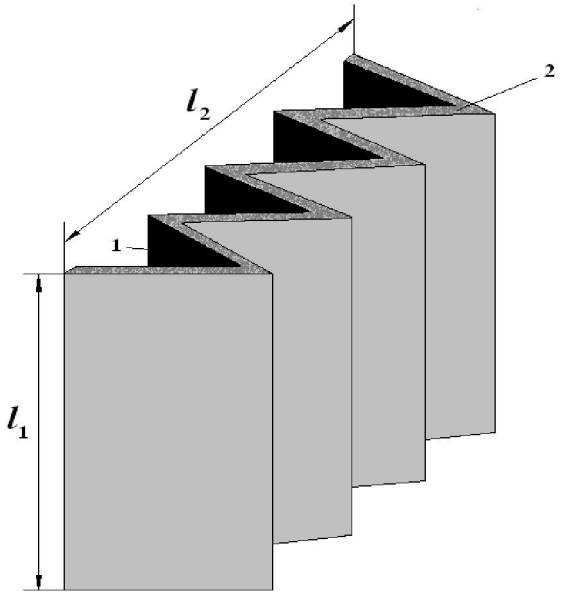


Рис.1 Внешний вид акустического экрана
с изменяемым геометрическим профилем отражающей поверхности:
1 – профиль АЭ; 2 – звукопоглощающий материал.

Как известно, применимость малых АЭ ограничена диапазоном частот эффективного снижения шума (f > 250-500 Гц), так как размер сторон и экрана должен быть соизмерим с длиной волны λ, т.е.:

$$l_{1,2} > \lambda \quad (1)$$

где f - определяется по известному выражению $\lambda = c / f$, в котором

c - скорость распространения звука в воздухе. Следовательно, профильность отражающей поверхности переносного АЭ даст ожидаемый положительный эффект при условии выполнения неравенств:

$$d > f, \quad \alpha > f \quad (2)$$

где α – расстояние между вершинами двух соседних углов профильной поверхности экрана, которое можно выразить как:

$$\alpha = 2\, d \sin \gamma/2 \quad (3)$$

В окончательном виде условие (3) запишется:

$$d > c/f, \quad 2\, d \sin \gamma/2 > c/f \quad (4)$$

которое выполняется при 60° γ 180° (при γ = 180° профильная поверхность экрана становиться плоской) (рис. 2).

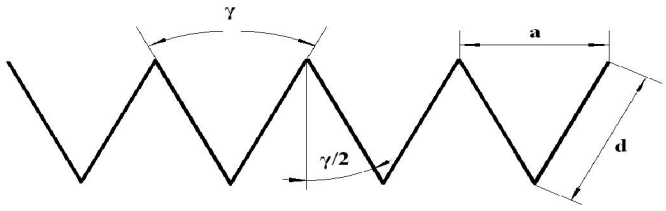


Рис. 2. Расчётная схема АЭ с изменяемым геометрическим профилем отражающей поверхности

Литература

1. Погодин А.С. Шумоглушащие устройства. - М.: Машиностроение, 1973. - 176с.
2. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под общ. ред. Е.Я. Юдина - М : Машиностроение, 1985. -400с.
3. Техническая акустика транспортных машин: Справочник/ Под ред. Н И. Иванова. - СПб.: Политехника, 1992. - 365с.
4. Ковригин С.Д. Архитектурно-строительная акустика. - М.: Высшая школа, 1980. – 184 с.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭКРАНИРУЮЩЕГО ЭФФЕКТА СООРУЖЕНИЙ ОСТАНОВОЧНЫХ ПУНКТОВ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА В ЖИЛОЙ ЗАСТРОЙКЕ ГОРОДОВ

Асминин В.Ф., Корда У.Ю.
Воронежская государственная лесотехническая академия,
г. Воронеж, Россия

Ключевые слова: шум, жилая застройка, сооружения остановочных пунктов общественного транспорта (СООТ).

Современная проблема акустического загрязнения крупных городов в основном связана с шумом от автотранспортных потоков. Причем, процесс шумообразования напрямую связан с ростом населения городов, увеличением количества транспортных средств и интенсификацией перевозок. Все это привело к тому, что в последние годы в жилой застройке городов, прилегающей к улично-дорожной сети, эквивалентный уровень звука возрос на 15-20 дБА. [4]

В городах с населением от 300 тыс. до 1 млн. человек жилая застройка наиболее интенсивно проводилась в 50-70 е гг. XX в. и в настоящее время она определяет облик городов и улично-дорожную сеть. Характерные особенности застройки того времени - близкое расположение жилых зданий к городским автомагистралям (15-20 м); не учитывался рост интенсивности транспортных потоков в перспективе; жилые дома возводились небольшой этажности (3-х, 5-ти, позднее 9-ти этажные). Вся последующая жилая застройка, проводимая в более поздние годы, как правило, представляет собой жилые дома повышенной этажности и располагается за имеющимися «фасадными» зданиями, прилегающими к улично-дорожной сети.[3]

Именно особенности застройки, перечисленные выше, стали причиной возникшей негативной шумовой обстановки в селитебной зоне, прилегаю-

щей к дороге. Шумовому загрязнению наиболее подвержены жилые дома пониженной этажности, прилегающие к улично-дорожной сети. Во внутренней жилой застройке более поздних лет акустическая обстановка благополучнее и причиной тому - экранирующий эффект от малоэтажных домов прежней застройки. Негативная акустическая обстановка сложилась также на тротуарных проходах между домами первой линии и проезжей частью дороги. Наиболее проблемными участками по шумовому загрязнению в сложившейся городской застройке стали места расположения остановочных пунктов общественного транспорта, для которых характерно наличие светофорных объектов и наземных пешеходных переходов. Первое обстоятельство приводит к периодической максимальной концентрации транспортных средств на остановочных пунктах и циклическому изменению режимов их движения (трогания и остановки). Второе обстоятельство способствует скоплению людей, также подвергающихся дополнительной шумовой нагрузке.

Ниже, на рисунке 1, схематично представлено расположение зданий первой и второй линий жилой застройки относительно проезжей части дороги, указаны измеренные уровни шума от автотранспортного потока (дБА).

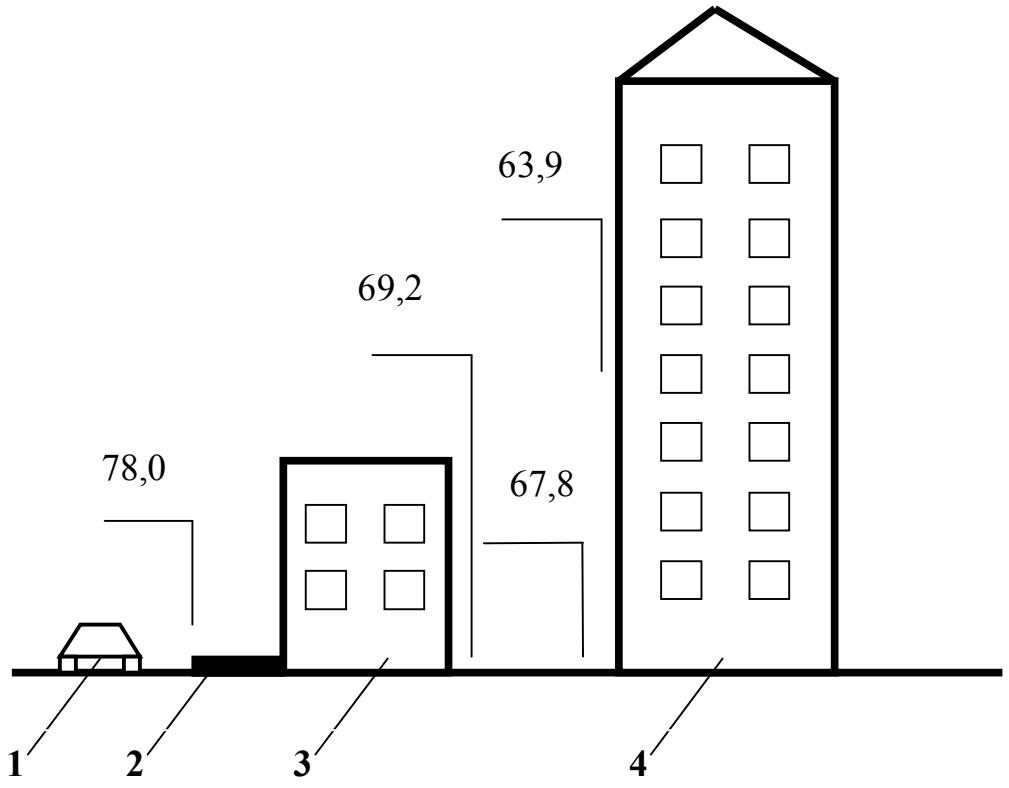


Рис. 1. Изменение уровней звука по удаленности от проезжей части дороги:
1– транспортный поток, 2– пешеходный тротуар, 3– первая линия застройки,
4– вторая линия застройки

На рисунке 2 представлены основные существующие направления по снижению транспортного шума в жилой застройке, прилегающей к автомагистралям.

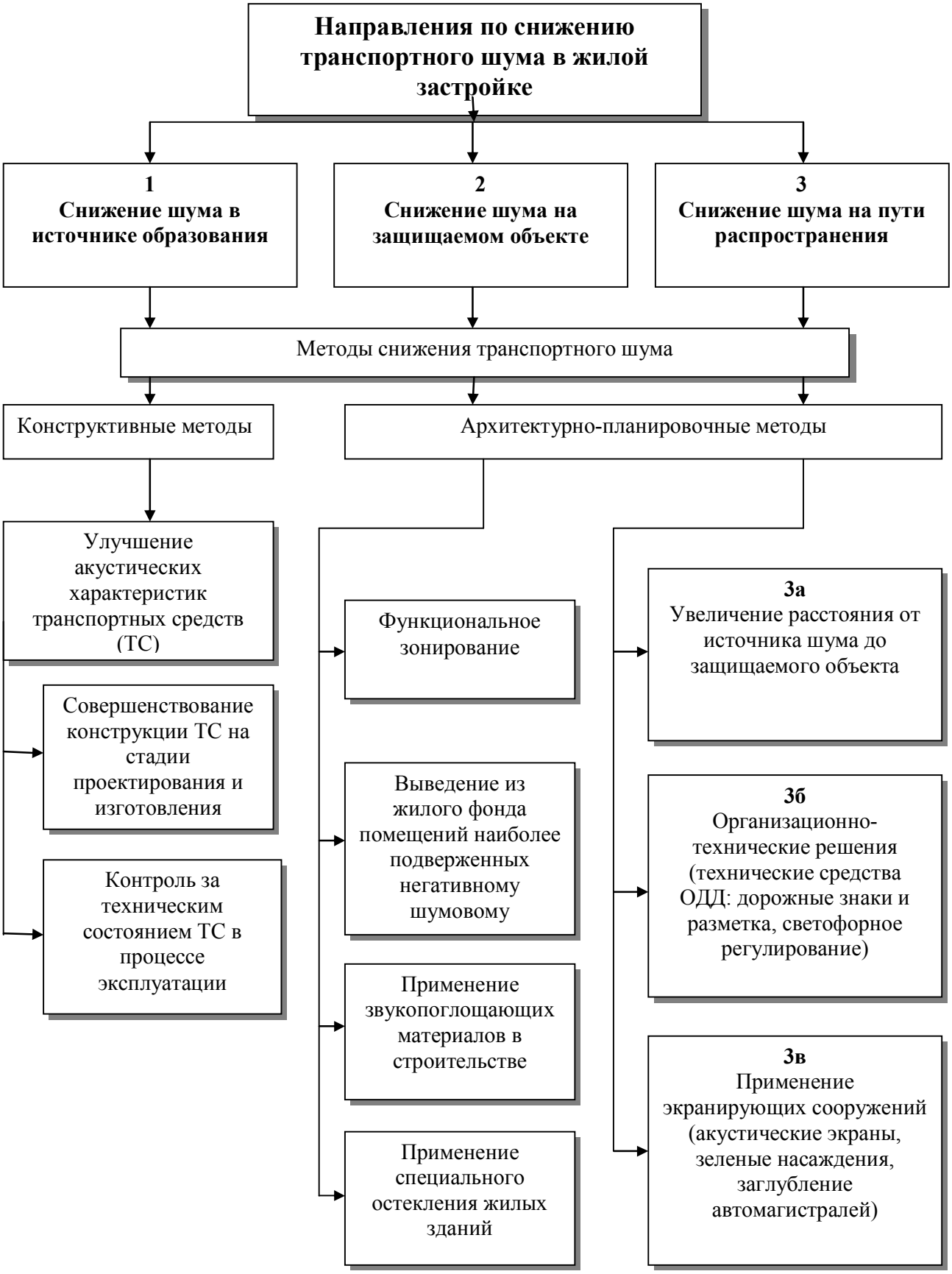


Рис. 2. Основные направления снижения автотранспортного шума в городах

В качестве шумовой характеристики транспортных потоков установлен эквивалентный уровень звука ($L_{Аэкв}$) на определенном базисном расстоянии от транспортного потока.[2] Согласно исследований, проведенных учеными МАДИ [1], расчетный эквивалентный уровень звука автотранспортного потока можно определить по формуле:

$$L_{Аэкв} = L_{Аэкв7,5} + \sum_{i=1}^{n} \Delta_{Ai},$$

где $L_{Аэкв7,5}$ – эквивалентный уровень звука на расстоянии 7,5 м от оси нижней полосы движения транспорта на высоте 1,2 м от поверхности проезжей части для некоторых стандартных условий: проезжая часть дороги представляет собой прямолинейный горизонтальный участок с асфальтобетонным покрытием, в окрестностях которого в радиусе 50 м отсутствует застройка, перекрестки, сооружения, отражающие звук. Теоретический расчет осуществляется с учетом следующих поправок (Δ_{Ai}): доли грузового и общественного транспорта в общем потоке автомобилей, средневзвешенной скорости движения транспортного потока, продольного уклона автомагистрали, условий застройки. Как видно, эта методика расчета не дает всеобъемлющей картины шумообразования в сложившейся жилой застройке, прилегающей к автомагистрали, так как в ней изначально накладываются ограничения на присутствие застройки и сооружений, отражающих звук, в радиусе 50 метров.

Для получения достоверной картины шумообразования в сложившейся жилой застройке, прилегающей к автомагистрали, были проведены экспериментальные измерения шума на Ленинском проспекте (г. Воронеж) в местах расположения светофоров вблизи остановок общественного транспорта: «П. Осипенко», «Нижняя», «пер. Гвардейский». Следует отметить, что автомагистраль Ленинский проспект г. Воронежа и прилегающая к нему жилая застройка типичны и характерны для многих городов с жилой примагистральной застройкой 50-70-х гг. XXв. и могут служить натурным объектом для измерений. Исследования показали, что комплексная проблема ухудшения шумовой обстановки возникла не только в жилой застройке, прилегающей к городской автомагистрали, на тротуарных проходах между ними, но и в местах расположения остановочных пунктов общественного транспорта. В местах дислокации светофорных объектов, как правило, присутствуют наземные пешеходные переходы, остановочные пункты общественного транспорта, что способствует скоплению людей, также подвергающихся шумовой нагрузке. Таким образом, в зданиях, находящихся в непосредственной близости от светофорных объектов акустическая обстановка наиболее проблемная.

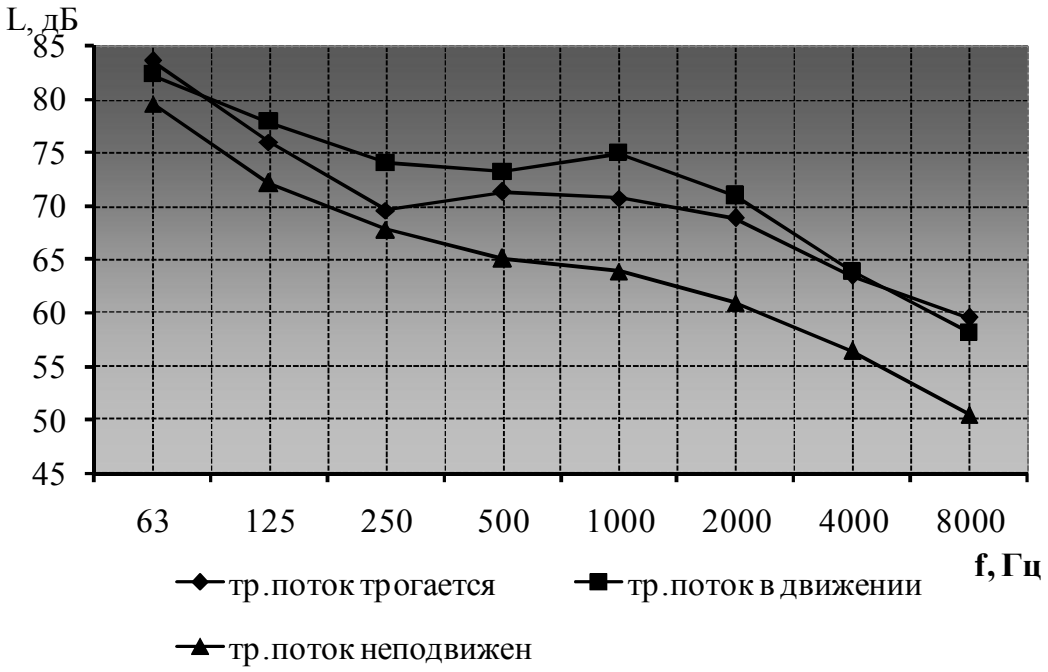


Рис. 3. Спектральные характеристики шума от транспортного потока, измеренные у края проезжей части на остановке общественного транспорта «П. Осипенко» г. Воронежа

На рисунке 3 представлены спектральные характеристики шума от транспортного потока, измеренные у края проезжей части на остановке общественного транспорта «П. Осипенко». Как видно, из приведенных спектральных характеристик шум, излучаемый от транспортного потока, является низко- среднечастотным. Причем, при трогании и в движении транспортного потока его значения – максимальны. Помимо этого, изменение режима движения транспортных средств (торможение, остановки, ускорения) приводит к варьированию величин уровня звука в пределах 2-5 дБА.

Распространению звука от автомобильных дорог вглубь жилой застройки препятствуют различные сооружения, которые могут выступать в качестве экранирующих конструкций, что, по сути, является реализацией подхода по снижению шума от автотранспортных потоков в сложившихся условиях города. Таковыми могут являться торговые павильоны (например, «Роспечать», торговые киоски и т.п.), сооружения остановочных пунктов маршрутных транспортных средств, рекламные щиты и т.п.

Рисунок 4 схематично иллюстрирует возникающий шумозащитный эффект, образуемый сооружениями на остановочных пунктах общественного транспорта (в дальнейшем, СООТ), за счет создаваемой за ними акустической тени. Как видно, защитный экранирующий эффект сооружений зависит от расстояния между источником шума - 1 (транспортный поток) и экранирующим сооружением - 2 (СООТ), а также соотношения высот жилого здания (h2) и сооружения (h1), т.е. h2/h1 (см. рис.4)

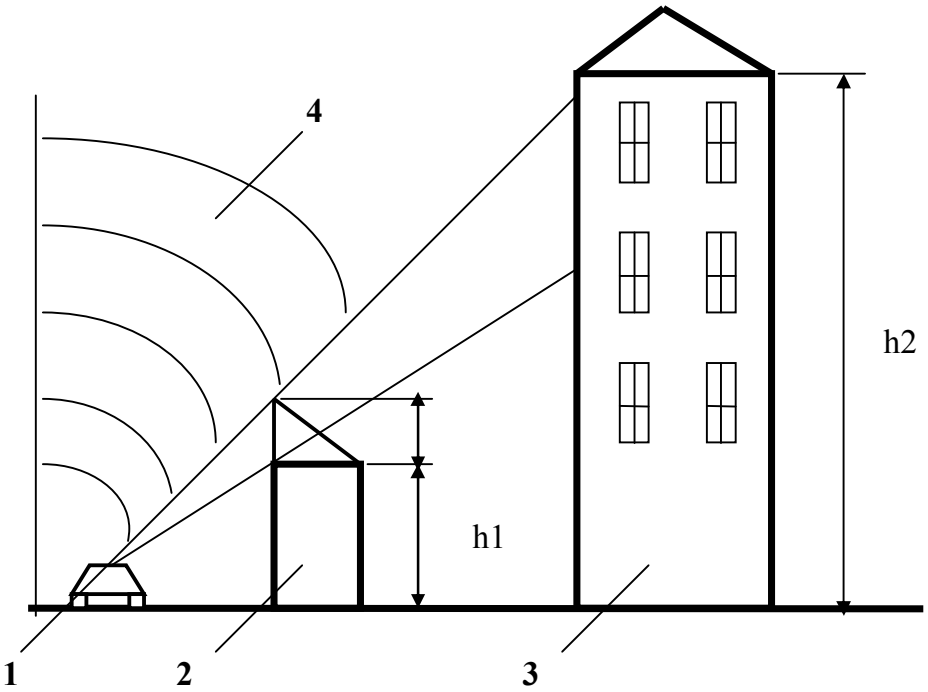


Рис. 4. Принципиальная схема образования шумозащитного эффекта (акустической тени) от СООТ: 1 – источник шума (транспортный поток), 2 – экранирующее сооружение (СООТ), 3 – защищаемый объект (жилой дом), 4 – акустическая тень.

На рисунке 5 приведены спектральные характеристики шума от транспортного потока, измеренные у края проезжей части; за торговыми павильонами (СООТ), расположенными между проезжей частью и первой линией застройки; в разрыве между данными торговыми павильонами (СООТ). Экранирующий эффект от павильонов, расположенных в непосредственной близости к проезжей части, очевиден.

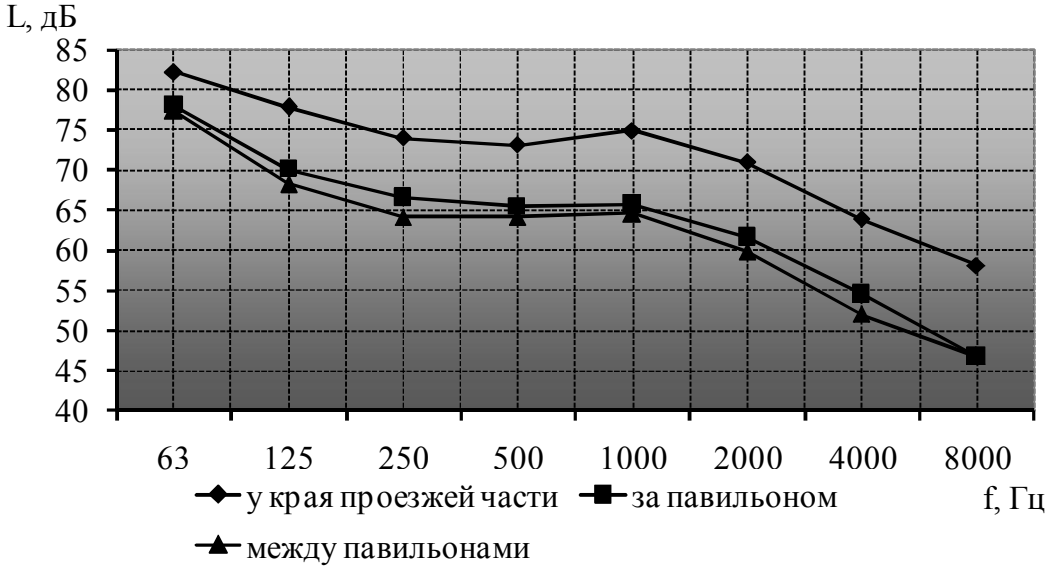


Рис. 5. Спектральные характеристики шума от транспортного потока с использованием экранирующего эффекта СООТ

На сегодняшний день нет единой концепции применения данных сооружений как экранирующих конструкций от транспортного шума дорог, непосредственно прилегающих к жилой застройке. Так, по поручению мэра Москвы Сергея Собянина разработаны типовые проекты временных торговых модулей (киосков) для размещения на улицах столицы (рис. 6). Основной принцип новых проектов киосков, не их экранирующие возможности, а модульность. Модульность обеспечивается за счет применения единого размерного шага 1,90 м на 1,50 м и 1,50 м на 1,50 м. Такая конструкция позволяет формировать необходимые торговые площади (как без входа внутрь, так и имеющие торговые залы) в зависимости от ситуации на участке размещения за счет блокировки между собой в любом из направлений. Кроме того, модульность позволяет организовывать единые типоразмеры рекламно-информационного оформления таких объектов, сделать их узнаваемыми.

Рис 6. Внешний вид новых модульных киосков г. Москвы

Очевидно, что разработка единой концепции при проектировании СООТ с учетом их экранирующего эффекта позволит положительно изменить шумовую обстановку в прилегающей жилой застройке и на тротуарных проходах между домами и улично-дорожной сетью городов. Конструкции СООТ могут быть построены в типовом исполнении с учетом их дополнительной функции акустического экранирования. Причем, область акустической тени может быть расширена за счет увеличения высоты СООТ h1 на расчетную величину Δh в зависимости от высоты жилого дома h2 (рис.4). Это может достигаться, например, размещением рекламных щитов на фронтоне СООТ. Анализируя существующие методы снижения транспортного шума и результаты экспериментальных исследований шумообразования в сложившейся жилой застройке и на тротуарных проходах между домами и городскими дорогами, нами предложено использовать СООТ. Концептуальный подход к типовому проектированию и строительству СООТ позволит значительно улучшить шумовую обстановку в жилой застройке, прилегающей к проезжим частям дорог, и в местах скопления людей, каковыми являются светофорные объекты, пешеходные переходы, остановочные пункты общественного транспорта. Причем, проектирование и строительство новых, а также модернизация существующих СООТ улучшит эстетическое оформление улично-дорожной сети города и не потребует значительных материальных затрат.

Литература

1. Верзилин, В.А. Автомобильный транспорт: организация, безопасность, эффективность. – Воронеж: Издательство Воронежского Государственного Университета, 2001. – 256с.
2. Иванов, Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. - М.: Университетская книга, Логос, 2008г. – 424с.
3. Ковригин, С.Д. Архитектурно – строительная акустика. М.: Высшая школа, 1980г. – 184с.
4. Корда, У.Ю. Анализ шумовой обстановки на автотранспортных магистралях городов/ У.Ю. Корда, В.Ф. Асминин // Актуальные проблемы социально-политического и экономического развития России и мира: материалы IV-й Всероссийской научной конференции студентов и молодых ученых. В 2 ч. Ч. 2. – Воронеж: Воронеж. гос. ун-т (ВГУ) – Междунар. ин-т комп. технологий (МИКТ), 2010г. – 199с.

ШУМ ПОРТОВ: ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПРИЛЕГАЮЩИЕ ТЕРРИТОРИИ

Соловей Н.А. [1], *Шуйский В.Ф.* [2]
ООО "ЭКОПЛЮС", г. Санкт-Петербург, Россия (1),
ООО "Эко-Экспресс-Сервис", г. Санкт-Петербург, Россия (2)

Распад СССР привел к тому, что около половины советских морских портов, в том числе глубоководных, осталось за пределами Российской Федерации. Таким образом, Россия лишилась более половины собственного морского грузооборота. На преодоление этой ситуации была направлена программа Минтранса «Возрождение торгового флота в России», которая трансформировалась в действующую сейчас подпрограмму «Морской транспорт». Благодаря этим мерам к 2006 г. суммарный грузооборот российских терминалов уже превысил таковой Советского Союза. В настоящее время рост грузооборота российских портов закономерно продолжается.

Таким образом, контроль воздействия строящихся и эксплуатируемых портов на окружающую среду и человека – весьма актуальная задача. Это особенно справедливо применительно к ситуации в современной России, в связи с беспрецедентными масштабами разворачивающегося портового строительства на побережье Балтийского моря. Это – Большой порт Санкт-Петербурга и ещё 3 новых порта в Невской губе, проектируемая система аванпортов южнее о. Котлин, а также первый в России глубоководный перегрузочный портовый узел в Калининградской области. В частности, для решения столь важной задачи очень важна разработка мероприятий по снижению ожидаемого шума еще на стадии проектирования портов.

Проблема создаваемого шума от портов должна рассматриваться с двух сторон: с одной стороны - порты не перестают расширяться и даже при использовании всех доступных малошумных технологий они по-прежнему остаются источником повышенного шума, с другой стороны - жилые районы городов разрастаются в направлении береговой линии. Это является причиной конфликта между портовыми комплексами и новыми (часто достаточно дорогими) жилыми районам.

В зависимости от назначения структуры грузооборота, современный морской торговый порт может иметь в своем составе перегрузочные комплексы для самых разных типов грузов (контейнерных, накатных, генеральных, нефтеналивных, лесных, навалочных и мн. др.). При этом каждый из этих комплексов характеризуется своими, особенными источниками акустического воздействия.

Важно, что для разных типов грузов зависимость акустического воздействия от грузооборота имеет различный характер. Например, для многих типов грузов уровень грузооборота определяет пропорциональное увеличение шума.

Однако, сжиженные газы, наливные опасные грузы, скоропортящиеся и ряд других грузов, требующих специальных условий перевозки, перегрузки и хранения, требуют применения определенного оборудования независимо от объема грузооборота. Для них чёткой прямой зависимости уровня шума от грузооборота не прослеживается.

Отличием портов от других объектов является их круглосуточная работа. Как следствие, это приводит к работе в ночное время суток того же количества техники, что и в дневное. В связи с чем, основной проблемой является обеспечение нормативных значений уровней звука для ночного периода времени.

Составление карт ожидаемого шума позволяет ещё на начальных стадиях проектирования определить основные проблемы шумового воздействия на окружающую среду и наметить пути их решения и предотвращения. Как правило, основной проблемой акустического характера является близкое расположение к территории порта жилой застройки либо особо охраняемых природных территорий (ООПТ).

Регулирование ожидаемого шума от портовых комплексов может быть произведено следующими способами:

– установка акустических экранов и барьеров вблизи объектов, шум на территории которых нормируется и вблизи самих источников шума;

– использование в качестве преград на пути распространения звука площадок хранения контейнеров, накатных, лесных, навалочных и насыпных грузов;

– размещение наиболее шумной техники максимально дальше от объектов нормирования;

– улучшение звукоизолирующих характеристик зданий для уменьшения шума внутри них;

– сооружение крытых складов, площадок хранения грузов, гаражей;

– расположение зданий и сооружений наиболее эффективным (в плане шумозащиты) образом;

– оптимизация схем механизаций и транспортно-технологических схем;

– оптимизация пространственно-временного распределения источников шумообразования.

Использование карты шума для оценки и зонирования результирующего воздействия на биоту. Защита ООПТ и жилой застройки от шума соседствующего порта.

Для оценки и ограничения планируемых воздействий на биоту и на ООПТ мы вынужденно применяем или довольно случайные сведения из научной литературы, или какие-то частные прецеденты из нормативной базы иных субъектов федерации. Так, например, для ориентировочной оценки акустического воздействия на орнитофауну ООПТ приходится вынужденно использовать весьма условный предельно допустимый эквивалентный уровень звука шума 50 дБА , установленный для ООПТ на территории г. Москвы (Постановление правительства г. Москвы от 16 октября 2007 г. № 896-ПП " О концепции снижения уровней шума и вибрации в городе Москве").

При проектировании многофункционального перегрузочного комплекса «Бронка» (г. Санкт-Петербург) не только выбирались самые эффективные методы шумовой защиты, но и заранее определялась оптимальная компоновка источников шума ещё на стадии подготовки проекта. Таким образом, удалось заранее существенно снизить будущее шумообразование.

Однако этого оказалось недостаточным. По российским нормативам уровень звука на территории ООПТ не должен превышать 50 дБА. А применительно к данному порту, этот уровень превышался бы на части территории ООПТ (рисунок 1). Во избежание этого, был спроектирован акустический экран, который обеспечит достаточную дополнительную шумозащиту.

Рис. 1. Воздействие шума порта Бронка на прилегающую ООПТ

Сходная ситуация сложилась и при проектировании глубоководного порта в Калининградской области. На рисунке 2 приведены его схема расположения с указанием зон воздействия.

В данном случае порт также будет соседствовать с ООПТ – водно-болотное угодье, на котором останавливаются на отдых многие виды птиц при сезонных миграциях. При строительстве и работе порта им может помешать ряд антропогенных факторов, дающих сложный комбинированный эффект. Шум является одним их важнейших факторов и сложно взаимодействует с остальными.

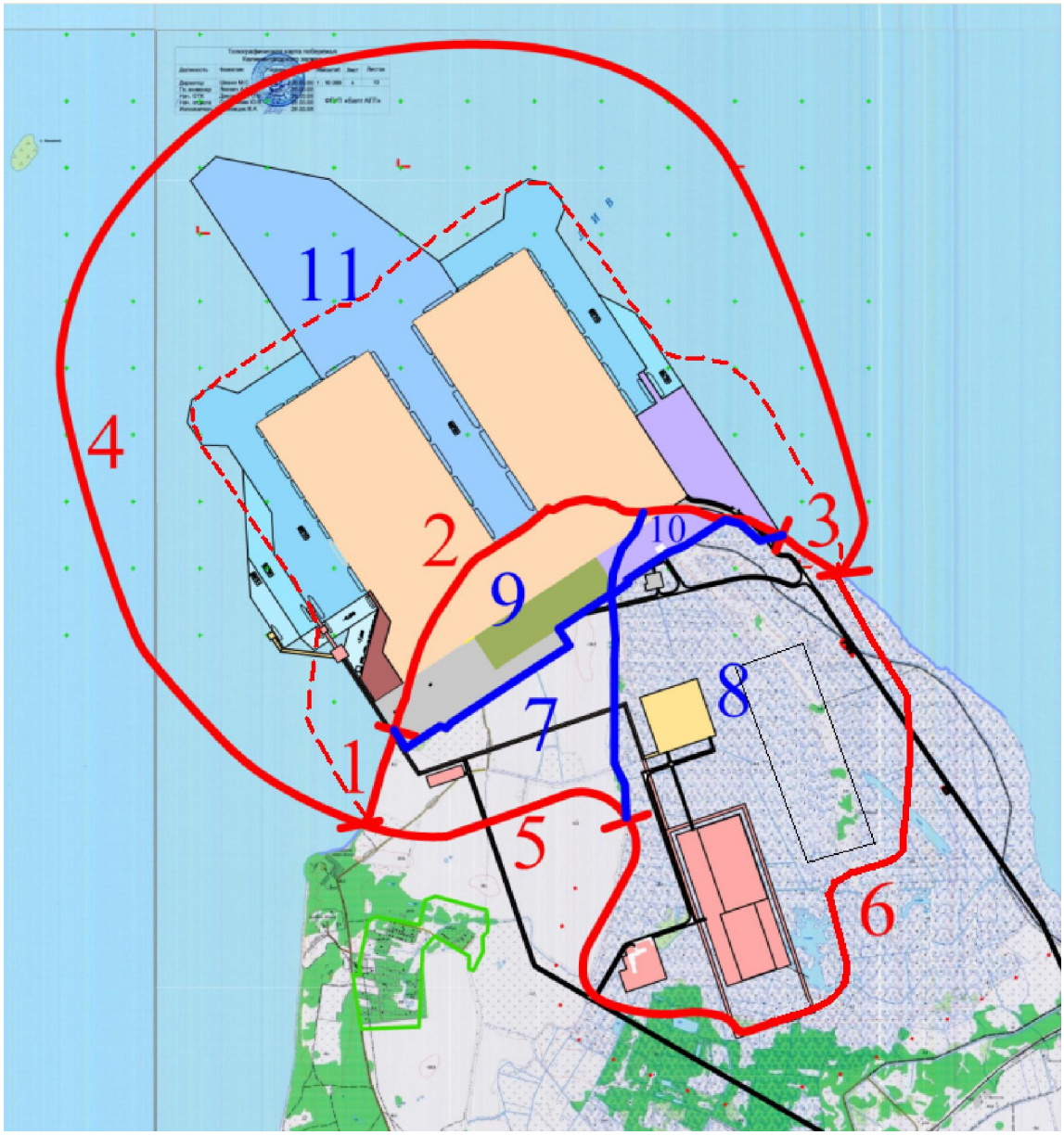


Рис. 2. Глубоководный порт в Калининградской области
1-6 – границы зон воздействия на биоту,
7-11 – зоны воздействия на биоту

Местоположение будущего порта и его окрестности картированы по уровню шумового воздействия на основе силы реакции на него биоты, в первую очередь птиц. Далее на этой основе выбраны меры по снижению воздействия. Наиболее важным оказалось снизить шум до уровня 50 дБА.

На рисунке 3 изображен вертикальный профиль с нанесенной изолинией уровня звука 50 дБА. Видно, что без применения дополнительных мер, уровень шума превысил бы нормативный на части территории ООПТ и повредил бы биоте. В связи с этим, был спроектирован шумозащитный экран. Видно, что при его использовании шум снизится до нормативных значений и менее ещё до территории ООПТ, и вред биоте наноситься не будет.

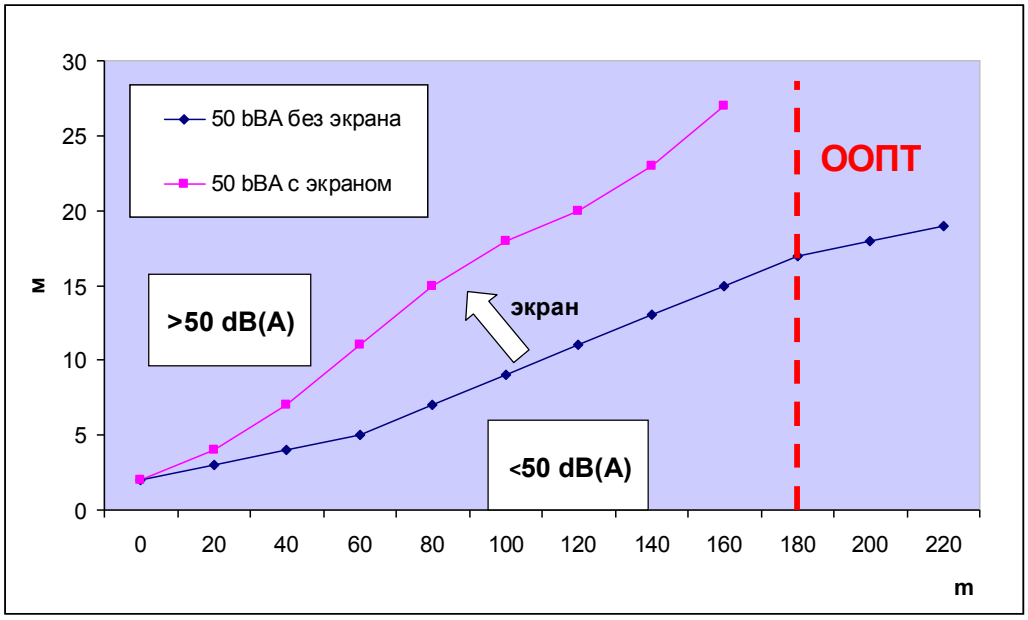


Рис. 3. Вертикальный профиль с нанесенной изолинии 50 дБА

Таким образом, при рассмотрении шума от портовых комплексов, необходимо знать пространственное распределение источников шума (и их характеристики) и расположение относительно порта жилой застройки, особо охраняемых природных территорий и других объектов нормирования по шуму. Составление карты ожидаемого шумового воздействия позволяет еще на стадиях проектирования портов снизить ожидаемое акустическое воздействие от них в направлении объектов нормирования.

В связи с отсутствием нормативных значений для уровней звука на территориях ООПТ необходима разработка и принятие соответствующей нормативной базы по охране животного мира от увеличения антропогенного шума.

Литература

1. РД 31.3.05-97 «Нормы технологического проектирования морских портов», М., 1998 г.;
2. СанПиН 4962-89 «Санитарные правила для морских и речных портов»;
3. «Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник», Иванов Н.И., М.: Университетская книга, Логос, 2008;
4. «Сбор и анализ статистической информации о грузопотоках, проходящих по территории Санкт-Петербурга. Заключительный отчёт» – НИПИ Территориального развития и транспортной инфраструктуры.– СПб., 2006;
5. Постановление правительства г. Москвы от 16 октября 2007 г. № 896-ПП " О концепции снижения уровней шума и вибрации в городе Москве".

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ШУМОЗАЩИТНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ НА УЛИЦАХ И ДОРОГАХ

Поспелов П.И., Щит Б.А.
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Мировой опыт строительства автомобильных дорог, не смотря на достижения, свидетельствует о тенденции включения шумозащитных сооружений в проекты автомобильных дорог. Это происходит даже в странах с достаточно развитой сетью. Так, на рис. 1 можно наблюдать значительное увеличении протяженности шумозащитных сооружений на автомобильных дорогах США. Даже 50-летнее широкое строительство шумозащитных сооружений не позволило в полном объеме решить проблему снижения шума в жилой застройке.

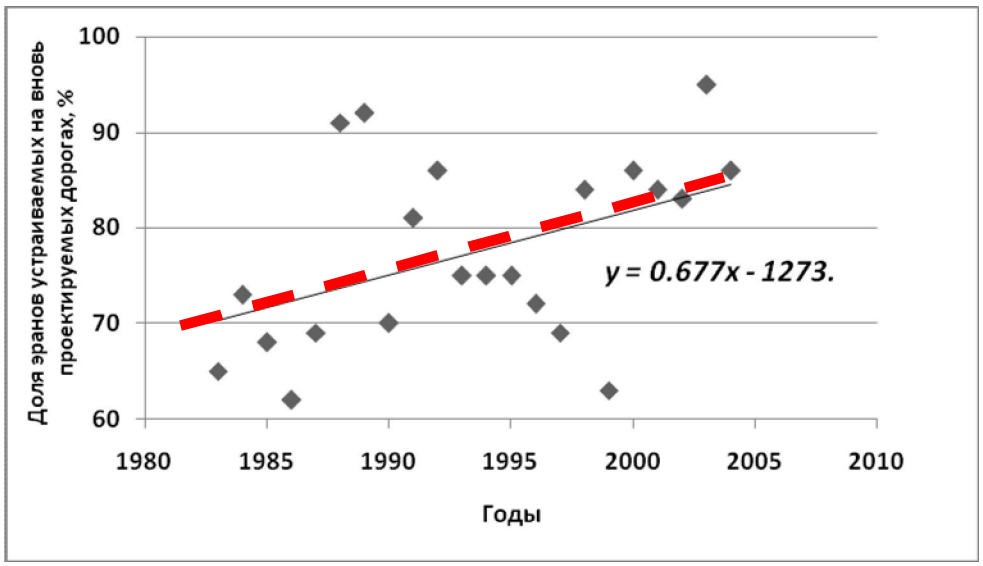


Рис. 1. Относительное увеличение строительства шумозащитных сооружений на вновь проектируемых дорогах [4]

Широкое распространение эффективной меры для снижения шума с применением шумозащитных экранов привело даже к тому, что их проектирование стало частью системы автоматизированного проектирования автомобильных дорог. На рис.2 представлен фрагмент оформления проектного решения грунтового вала для защиты жилой застройки в системе автоматизированного проектирования ACADCivil 3D, в которой элементы шумозащитных сооружений рассматриваются в качестве базовых элементов поперечного профиля.

Это позволяет одновременнос проектированием плана и продольного профиля автомобильной дороги без дополнительных затрат времени в интерактив-

ном режиме определять плановое решение шумозащитного сооружения, продольный профиль и положение в поперечном профиле.

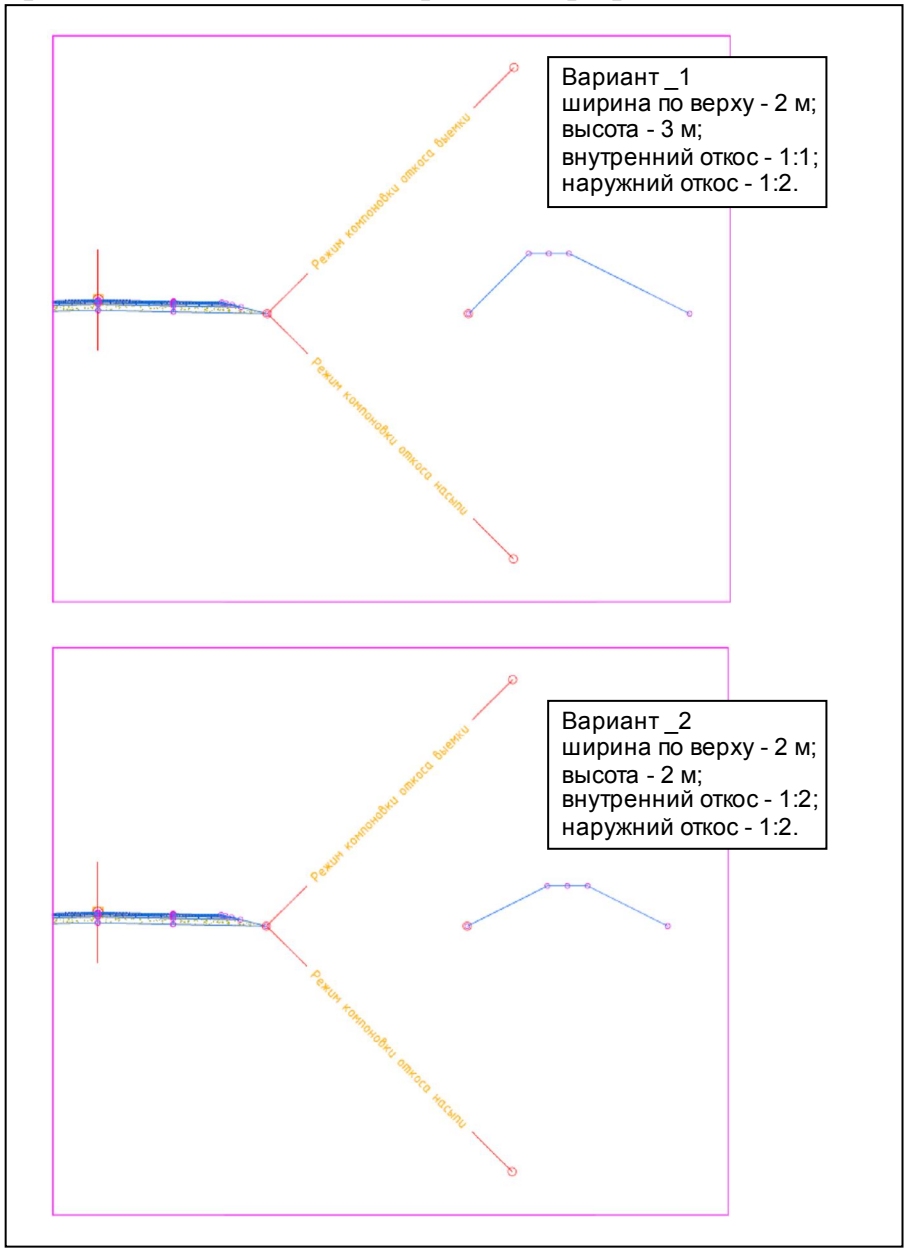


Рис. 2. Фрагменты вариантов типовых конструкций поперечного профиля земляного полотна с шумозащитным грунтовым валом в *ACADCivil 3D 2011*

Для городских улиц и дорог, там, где применение шумозащитных сооружений не является основным методом защиты от транспортного шума, проблеме стало уделяться меньше внимания, так как достичь явных успехов деле снижения шума не всегда удается, правда и жалоб на повышенные уровни транспортного шума не так уж и много.

Транспортный шум имеет две стороны. Одна из них это звук - акустические волны, распространяющиеся в воздухе, с другой это его субъективное негативное воздействие на человека. В последнем случае акустический комфорт можно достичь без обеспечения требований санитарных норм

Иногда, чтобы обеспечить субъективное, не согласуемое с измеренными шумомерами снижением шума, достаточно закрыть источник шума от человека простым листом бумаги, и экранирование источника может оказаться более эффективным, чем строительство мощных шумозащитных сооружений. «Что не вижу, то и не слышу». В связи с этим необходимо добиваться разумной комбинации объективного и субъективного снижения шума.

Сейчас уже можно утверждать, что в России после осуществления первого комплексного проекта по защите жилой при реконструкции Московской кольцевой автомобильной дороги накоплен значительный опыт осуществления проектов строительства шумозащитных сооружений, сформулированы основные положения и принципы их применения. Можно привести достаточно много примеров применения удачных конструкций, позволивших значительно улучшить акустический комфорт в жилой застройке. Основной тезис, который реализуется при проектировании шумозащитных сооружений:шумозащитное сооружение – это основной элемент автомобильной дороги и фрагмент жилой застройки, призванный соединить эти разные по назначению и качествам элементы в единую архитектурную систему.

Ужесточение отечественных экологических требований к подвижному составу транспортных средств, их приближение к мировым стандартам также предоставляет возможность более широко использовать результаты многочисленных зарубежных исследований при оценке формирования, распространения транспортного шума и его прогнозировании. Правомочность использования результатов зарубежных исследований может быть обусловлена, во-первых, тем, что шум, вернее его распространение это чисто физический процесс и практически не зависит от региональных особенностей.

Какие же направления, исходя из вышеизложенного, следует рассматривать в первую очередь для снижения шума в жилой застройке. Для повышения объективности оценки транспортного шума на городских улицах и дорогах в связи с вышеизложенным необходимо осуществить следующие мероприятия.

1. Совершенствовать методы прогнозирования транспортного шума в городских условиях с учетом режимов движения транспортных потоков с учетомвлияния схем и средств организации дорожного движения. Рассмотрим особенность формирования транспортного шума на примере зависимости уровней внешнего шума автомобилей в транспортном потоке от скорости движения. Эта зависимость на загородных автомобильных дорог определяется желанием водителей автомобилей двигаться с высокими скоростями на прямой передаче и с постоянной скоростью без значительных ускорений и замедлений. Для таких режимов движения в моделях прогнозирования транспортного шума можно достаточно успешно использовать зависимости уровней звука от скорости движения, которая является интегральной характеристикой условий движения автомобилей. В отечественных исследованиях [3,4] было установлено ее влияние на уровень шума для автомобилей, преимущественно отечественного производства. В неоднородном, характерном для движения на автомобильных дорогах транспортном потоке, исходя из близких по своим шумовым характеристикамтранспортным средствам, были вы-

делены 4 группы автомобилей: легковые автомобили, легкие грузовые автомобили, грузовые автомобили,тяжелые грузовые автомобили.

В результате обработки экспериментальных данных были получены зависимости, представленные на рис. 3.

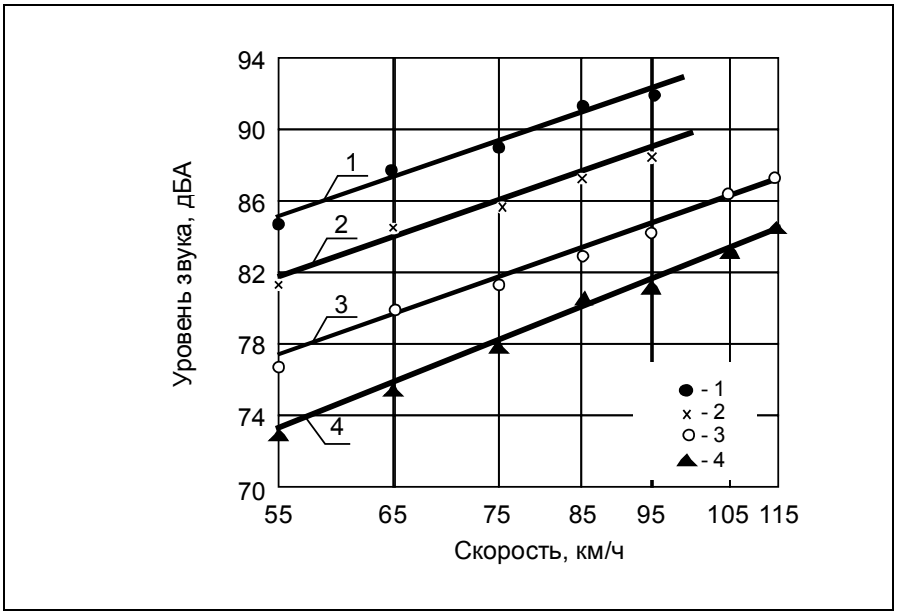


Рис. 3. Изменение уровня звука в зависимости от скорости движения:
1 - тяжелые грузовые автомобили; 2 - грузовые автомобили;
3 - легкие грузовые автомобили; 4 - легковые автомобили

Зависимость между уровнем звука автомобилей при движении на городских улицах и дорогах в значительной степени отличается от зависимостей, полученных на автомобильных дорогах. При невысоких скоростях движения-менее 40км/ч, характерных для городских условий, уровень звука автомобилей определяется работой двигателя и трансмиссиии практически не зависит от скорости движения (рис.4).

Отсюда и влияние доли грузовых автомобилей всоставе транспортного потока на шумовые характеристики более значительное, чем на загородных дорогах. Для примера сравним уровни звука транспортных потоков при количестве грузовых 30%. Относительно движения в свободных условиях на многополосных магистралях, усложнение условий движения на двухполосных дорогах приведет к увеличению уровней звука на 1,5дБА, а при таком же интенсивности движения и составе транспортного потока при его движении по городской улице со средней скоростью 40 км/ч мы получим увеличение 4,0 дБА. Напомним, что это увеличение эквивалентно увеличению интенсивности движения в два раза.

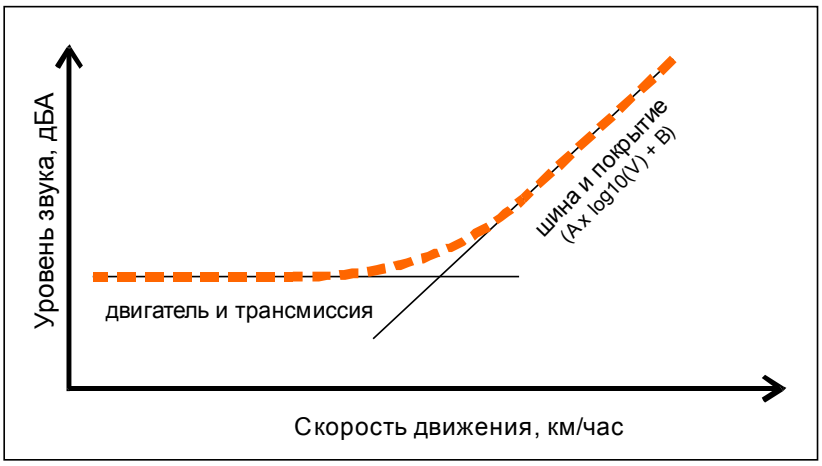


Рис. 4. Модель зависимости уровней внешнего шума автомобилей от скорости движения в городских условиях

2. В методах расчета шума в городских условиях необходимо учитывать как перспективы роста уровня автомобилизации, так и совершенствование конструкций автомобилей, направленное на снижение уровней внешнего шума. Это очень важное положение, так как в перспективе придется рассчитывать уровни шума транспортных потоков на высокие (предельные) уровни автомобилизации. Самый простой путь решения проблемы состоит в расчете шумовых характеристик городских улиц и дорог на их максимальную загрузку, начиная с первого дня после ввода объекта в эксплуатацию, а в отдельных случаях и на интенсивность движения соответствующую пропускной способности.

С проблемой, связанной с учетом в методах расчета - перспективного снижения уровня внешнего шума автомобилей несколько сложнее, так как она имеет отношение не только к совершенствованию конструкции автомобилей, но и к экономическому и социальному состоянию населения страны. Разразившийся экономический кризис в значительной степени определил состояние парка автомобилей в стране. Средний возраст легковых автомобилей в России составил в конце 1квартала 2010 года 12,9 лет, при этом, по сравнению с прошлым годом, автопарк страны постарел почти на год по данным агентства «Автостат», это связано с тем, что во время экономического кризиса продажи новых автомобилей упали почти в два раза. Более половины эксплуатируемых в России транспортных средств (51 процент) выпущены более 10 лет назад, а четверть всего автопарка – старше 20 лет. В 2010 году наибольшее количество самых старых автомобилей зафиксировано на Дальнем Востоке, где средний возраст легковых автомобилей составляет 17,7 лет, а более 40% автопарка приходится на автомобили, произведенные более 20 лет назад. В столице доля автомобилей младше пяти лет 44,3 процента, а автомобилей собранных более 20 лет назад – 14 процентов. Для сравнения в Европе средний возраст автомобилей составляет 8,5 года, доля автомобилей старше 10 лет – 32,4 процента, а младше пяти лет – 35 процентов. В США средний возраст автомобилей – 9,2 года. За январь - август 2010 года в РФ было продано иномарок 746,8 тыс., это на 8% больше 2009 года, но на 47,95 меньше, чем за аналогичный период 2008 года.Такое положение не позволяет достаточно быстро изменить аку-

стические характеристики транспортных потоков. На наших улицах пока еще редкостьсовременные малошумные автомобилис автоматическими коробками передач не допускающиедвижения в городских условиях с высокими скоростями вращения коленчатых валов двигателей, гибридные автомобили движущиеся в городских условиях намного тише автомобилей с двигателями внутреннего сгорания, усовершенствованные малошумные автомобильные шины и т.д.). Но перспективы необходимо учитывать, принимая максимальную интенсивность движения с перспективными малошумными автомобилями.

Тенденцию изменения внешнего шума автомобилей в стандартах можно проследить по табл. 1, в которой приведены предельные уровни звука для обобщенных категорий автомобилей.

Таблица 1

Автомобили	Предельные уровни внешнего шума в соответствии с нормативными документами, дБА					
	ГОСТ 19458-74	ГОСТ 27436-87		Правила ЕЭК ООН №51		ГОСТ Р 41.51
		Производство начато до 1.1.87	Производство с 1.1.87	Поправка 01	Поправка 02	
Легковые и грузопассажирские	84	82	80	77	74	74
Средние грузовые	89-92	84-91	82-85	78-81	76-77	76-77
Тяжелые грузовые, автобусы	89-95	84-91	86-88	81-84	77-80	77-80

Как следует из табл. 1, за последние35 лет уровень звука внешнего шума легковых автомобилей в стандартах производителей уменьшен на 10 дБА, грузовых и того больше.

3. Санитарные нормы, устанавливают только критерии безопасности для человека факторов среды его обитания и требования к обеспечению благоприятных условий его жизнедеятельности. То есть, они предназначены только для контроля соответствия реальных условий комфортным для людей, проживающих в условиях повышенных уровней, и не определяют методы, с применением которых могут решаться проблемы снижения шума.Решение проблемы транспортного шума в конкретных условиях за счет осуществления шумозащитных мероприятий на конкретном объекте можно на основе опыта применения сгруппировать в зависимости от функционального назначения дороги или улицы.

Обобщая отечественный и зарубежный опыт осуществления шумозащитных мероприятий в зависимости характера и условий движения, планировки и вида застройки можно классифицировать возможные варианты защиты от шума, табл. 2.

Помимо мероприятий указанных в таблице 2 во всех случаях целесообразно устройство малошумных покрытий и применять мероприятия по организации движения, заключающиеся в выравнивании скорости движения транспортных потоков.

Таблица 2

Тип (категория) дорог	Характеристики застройки прилегающей территории	Мероприятия по шумозащите прилегающей территории от транспортного шума
Загородные автомобильные дороги	Отдельные малоэтажные здания и строения	• создание буферных зон; • трассирование с учетом существующих форм рельефа; • устройство выемок мелкого заложения традиционного очертания с пологими откосами, не круче 1:3-1:4; • устройство «шумозащитных выемок»: выемок мелкого заложения до 1(2) м с крутым внешним откосом со стороны защищаемой территории; при необходимости обеспечения устойчивости откоса, устройство подпорной стенки из не дорогих, преимущественно, местных материалов (дерево, каменная кладка, армированный грунт, габионы и т.п.); • шумозащитные валы; • шумозащитные экраны малой высоты
Пригородные участки автомобильных дорог: подходы к крупным городам и в зоне не больших населенных пунктов	Малоэтажная застройка средней плотности	• устройство выемок; • устройство «шумозащитных выемок»; • устройство выемок с подпорной стенкой; • шумозащитные валы; • шумозащитные экраны малой и средней высоты; • шумозащитные валы с экранами малой высоты (до 1-2 м); • в случае автомагистралей с высокой интенсивностью движения частичная или полная изоляция проезжей части (тоннели, галереи); • комбинация указанных выше мероприятий.
Городские улицы и дороги	Плотная многоэтажная застройка	• организация движения грузовых автомобилей вне селитебных территорий (выделение дорог для грузового движения); • полное или частичное (по времени) ограничение или запрещение движения грузовых автомобилей; • организация движения: ограничение скорости, до 30 км/час, «успокоение движения»; • развитие общественного транспорта; • шумозащитные экраны средней и большой высоты; • полная или частичная изоляция проезжей части (тоннели, галереи); • комбинация указанных выше мероприятий.
Улицы и дороги в центральной части крупных городов	Плотная многоэтажная застройка с малым расстояниями между фасадами зданий	• шумозащитные экраны большой высоты; • полная изоляция проезжей части (тоннели, галереи) • комбинация указанных выше мероприятий.

Для предварительной оценки шумозащитной эффективности мероприятий можно воспользоваться обобщенными результатами, приведенными в табл. 3.

Таблица 3

Мероприятие для снижения транспортного шума	**Акустическая эффективность мероприятия (снижение уровня шума)**
Строительство акустических экранов	до 18 дБА
Строительство малошумных покрытий по сравнению с плотными асфальтобетонами	до 3 дБА
Ограничение скорости движения транспортного потока до 30/км/ч	до 2 дБА
Замена светофорного регулирования пересечений на кольцевые пересечения	до 4 дБА
Запрещение движения грузовых автомобилей в ночное время	до 7 дБА (в зависимости от состава транспортного потока, и скорости движения)
«Успокоение» движения транспортного потока	до 4 дБА
Ограничение скорости движения с предупреждением о необходимости ее снижения	до 3 дБА

Таблица не включает все возможные варианты защиты от шума. Каждое из приведенных мероприятий должно иметь акустическое обоснование с оценкой режимов дорожного движения и учетом экономических и социальных потерь, которые могут последовать вслед за осуществленными мероприятиями.

4. Реализация неудачных проектных решений вызывает негативное отношение к самой проблеме защиты населения от транспортного шума. К числу неудачных можно отнести следующие решения.

Экраны должны быть не только эффективными, но и экономичными и долговечными. Их конструкции должны обеспечить привлекательный внешний вид на весь период службы сооружения. С этих позиций практика свидетельствует, что лучшим материалом является бетон. Нарушения технологии строительства (рис.5) и изменение внешнего вида из-за низкого качества свидетельствуют о низком уровне эксплуатации самой автомобильной дороги (рис.6).

Рис. 5. Коррозия перфорированной панели шумозащитного экрана, вызванная нарушением технологии покраски панелей

Рис. 6. Отсутствие ограждений у шумозащитных экранов приводит к деформации панелей при наезде автомобилей и нарушению внешнего вида при проведении окраски и замене панелями другой конструкции: видна коррозия бетона в основании экрана

5. В расчетах размеров сооружений не учитываются перспективы возможного снижения внешнего шума автомобилей. Экранырассчитывают на автомобили, выпущенные в семидесятые годы, а с учетом того, что все шумозащитные сооружения проектируют на перспективную интенсивность движения, иногда 20-летнюю, то, следовательно, прогнозы внешнего шума транспортных потоков отстают, минимум, на 50 лет.

6. Положительный опыт защиты от шума на автомобильных дорогах привел к некоторой моде не только на строительство шумозащитных экранов, но и на применяемые материалы. Основная протяженность шумозащитных сооружений, построенных в последнее время, это конструкции из металлических панелей. В отдельных случаях применяют не металлические панели, а стеклянные, либо прозрачные пластиковые. Крайне редко находят применение шумозащитные сооружения из монолитного бетона, хотя их явным преимуществом является снижение эксплуатационных расходов на поддержание качественного внешнего вида сооружений. Часто стали применять довольно дорогие экраны с поглощающими панелями даже там, где их применение не приведет к улучшению ситуации. Проектировщик должен понимать, что дорогие шумопоглощающие панели следует использовать только при близком расположении экрана к проезжей части и расположении застройки с обеих сторон проезжей части для того, чтобы отраженные звуковые волны не попадали в противоположную застройку.

За годы практики применения шумозащитных сооружений не построено ни одного километра экранов из таких материалов, как камень, кирпич, грунт, дерево. К сожалению, необходимо отметить, что мы идем по пути применения наиболее дорогих конструкций, в то время как на раннем этапе строительство шумозащитных экранов в США отличалось разнообразием применяемых материалов и форм экранов [3] (табл. 4).

Таблица 4

Материал экрана	**Общая протяженность, мили**	**Доля данного материала от общей протяженности, %**
Кирпич	148,1	32
Бетон	91,2	20
Дерево	68,9	15
Грунтовые валы	47,4	10
Металл	22,6	5
Бетонные экраны на грунтовых валах	18,0	4
Деревянные экраны на грунтовых валах	9,8	2
Металлические экраны на грунтовых валах	6,7	1
Другой материал	54,2	11
Итого:	466,9	100

7. В отечественной нормативной литературе нет практических рекомендаций по выбору материалов и конструкций шумозащитных экранов. Большинство отечественных рекомендаций по выбору материалов сделано применительно к городским условиям, при этом в качестве материала экрана не рассматриваются древесина. В зарубежных нормах для внегородских условий достаточно широко представлены деревянные конструкции экрановили комбинации древесины с другими материалами.

8. У нас совершенно не затрагиваются вопросы работы по согласованию принимаемых проектных решений по шумозащите с жителями территорий, прилегающих к дороге. Методология и методики учета пожеланий местных жителей при разработке решений по снижению транспортного шума, как правило, включены в зарубежные технические условия.

Литература

1. ГОСТ Р 41.51-2004 (Правила ЕЭК ООН № 51) Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств, имеющих не менее четырех колес, в связи с производимым ими шумом. М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. 56 с.
2. Поспелов П.И. Изменение внешнего шума автомобилей на дорогах. Журнал Ассоциации Автомобильных Инженеров, № 2(19), 2003, с. 22-24
3. Поспелов П.И., Пуркин В.И. Защита от шума при проектировании автомобильных дорог. М.: МАДИ, 1985. - 119 с.
4. Highway Traffic Noise. Trends - Inventory - Noise Barriers - NOISE - Environment – FHWA - www.fhwa.dot.gov_environment_ noise_noise_barriers_invent

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ВЫПУСКА ДВС ПУТЕМ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Лубянченко А.А., Петров С.К.
Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Настоящая работа посвящена исследованиям глушителей шума выпуска двигателей внутреннего сгорания (ДВС), возникающего в результате пульсирующего истечения отработавших газов двигателя. Шум выпуска ДВС является далеко не единственным источником шума автомобилей. Наряду с шумом силовой установки и шумом корпуса глушителя и выпуска трубы значительными источниками шума автомобилей являются также: вентилятор системы охлаждения двигателя, трансмиссия, шины (при движении), корпус автомобиля, гидравлические системы, вентилятор кондиционера, редуктор и другие. Вклад каждого из перечисленных источников зависит от автомобиля и режима движения. При этом, шум выпуска ДВС автомобиля, если на последнем не установлен глушитель, намного (на 10…15 дБА) превосходит шум других источников, поэтому любые системы ДВС применяются только с глушителями.

Проектирование эффективных и сравнительно недорогих глушителей системы выпуска является актуальной задачей для любого производителя автомобилей, дорожно-строительной и других видов техники, оснащенной ДВС. Проектирование глушителей системы выпуска во многом основано как на опыте, так и на аналитическом подходе. Постепенно расширяется применение методов автоматического проектирования и процедур аналитических испытаний.

Основной проблемой создания глушителя является достижение адекватного уменьшения шума системы выпуска в существенном диапазоне частот при минимальном противодавлении и при возможно минимальном объеме глушителя. Важно также избегать генерирования шума газовым потоком, проходящим через трубы, соединяющие выпускной коллектор с глушителем, а также генерирования шума, обусловленного физическими характеристиками самих глушителей. Необходимо также минимизировать вибрацию самого глушителя.

Существуют разнообразные решения конструкций глушителя, причем каждый завод-изготовитель, как правило, в силу технологических особенностей заводского оборудования отдает предпочтение определенной группе элементов глушителей. В силу коммерческой тайны в печати дается весьма ограниченная

информация, касающаяся подробностей обоснования выбора в пользу тех или иных конструктивных решений глушителей. Существуют значительные ограничения в доступе к информации о результатах многочисленных исследований в этой области, проведенных в различных странах за последние 20-30 лет.

Многообразие различных элементов конструкции глушителя весьма существенно. В практических конструкциях глушителя реализуются комбинации этих элементов либо в одном и том же корпусе или в нескольких глушителях, соединенных жесткими или гибкими трубами. Разработка практических методических рекомендаций по целесообразности выбора тех или иных конструктивных решений глушителей продолжает оставаться актуальной задачей.

На кафедре «Экология и БЖД» Балтийского государственного технического университета несколько лет ведется работа в этом направлении. Одним из направлений исследований явились натурные экспериментальные испытания моделей глушителей с целью более глубокого изучения происходящих в глушителях физических процессов. Испытания проводились на специально созданном стенде, оснащенном двигателем внутреннего сгорания, применяемым на многих типах строительных машин. Важной особенностью испытаний явилось то, что все они выполнялись под нагрузкой, что наиболее приближено к реальным условиям. На стенде с наибольшей полнотой было обеспечено получение результатов в условиях ликвидации акустических помех. В ходе выполнения работ увеличивалось как число испытанных моделей (их количество превысило 80 отличных друг от друга конструктивных исполнений), так и число измеряемых параметров. Измерения шума при этом проводились в октавном и в третьоктавном диапазонах частот. В настоящей статье впервые приводится информация, касающаяся анализа результатов измерений в третьоктавном диапазоне частот.

Набор конструктивных элементов, применяемых в глушителях, ограничен, и представлен в основном следующими элементами:

- расширительные камеры (одно, двух, трех, и четырех камерные);
- перфорированные трубки, обечайки и перегородки;
- глухие перегородки;
- конструктивные элементы, изменяющие направление потока газов;
- соединительные трубки и трубки Вентури;
- элементы, разделяющие поток газов в глушителе;
- звукопоглощающие элементы;
- входные и выходные патрубки;
- резонаторные элементы.

Так что есть возможность определить влияние отдельных элементов на эффективность глушителя, а так же влияние их взаимного применения на общую эффективность.

Рассмотрим эффективность двух глушителей шума ДВС, применяемых в строительно-дорожных машинах (рис.1 и 2), а так же эффективность применяемых в них элементов отдельно.

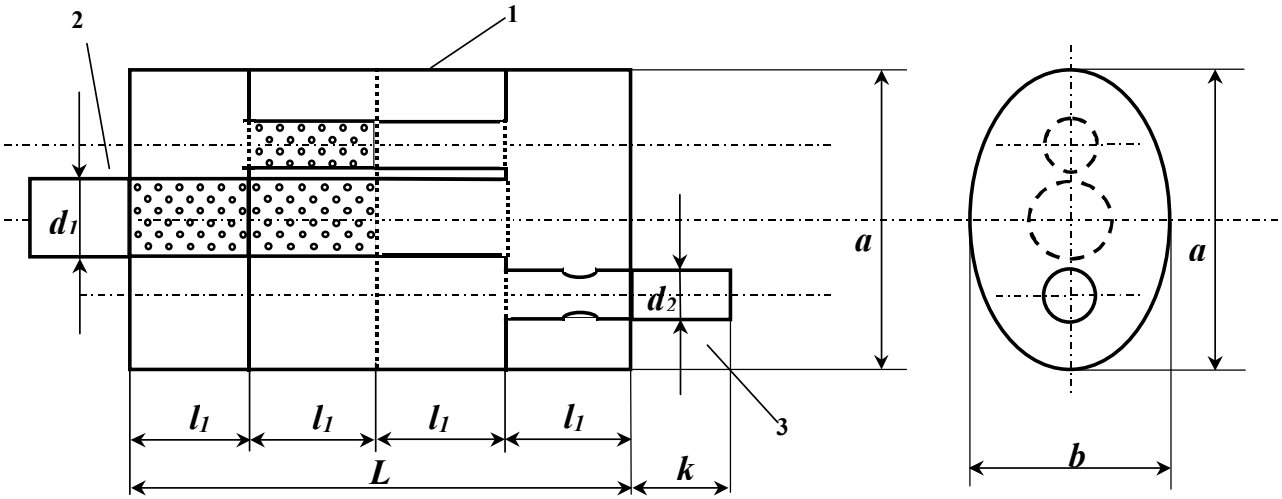


Рис.1 Глушитель (эллипс) с 2-мя перфорированными трубами:
1 – корпус глушителя; 2 – входной патрубок; 3 –выходной патрубок

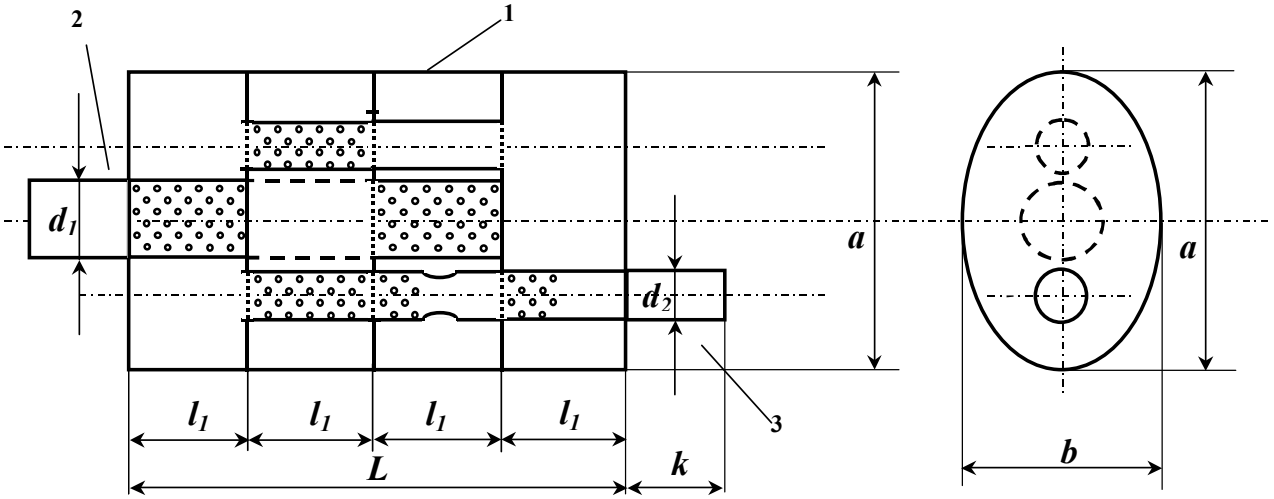


Рис.2 Глушитель (эллипс) 3-мя перфорированными трубами:
1 – корпус глушителя; 2 – входной патрубок; 3 –выходной патрубок

Глушители-гасители энергии газового потока содержат следующие элементы: расширительные камеры, перфорированные трубки, срединительные трубки, трубки Вентури, глухие перегородки. Эти элементы осуществляют расширение газового потока, его поворот и сглаживание, что ведет к потере энергии струи и снижению генерируемого ею шума. На рис.3 представлен график зависимости УЗД от частоты рассматриваемых моделей глушителей в сравнении с аналогичной полой камерой.

Сравнительная эффективность таких глушителей составила 7-14 дБ в диапазоне частот 63-4000 Гц. По интегральной оценке абсолютная эффективность таких глушителей достигает очень впечатляющих значений 20-23 дБА. Отмечено, что значение противодавления достигает 450-550 %.

Рис. 3 Зависимость УЗД глушителей от частоты:
83 – Глушитель (эллипс) 3-мя перфорированными трубами; 78 – Глушитель (эллипс) с 2-мя перфорированными трубами; 74 – Полая камера эллипс.

Теперь рассмотрим влияние отдельных элементов конструкции на эффективность шумоглушения.

Рис. 4 Зависимость УЗД глушителей от частоты:
76 – Полая камера эллипс $d_{вх} = d_{вых} = 100$ мм; *75* – Полая камера эллипс $d_{вх} = d_{вых} = 60$ мм; 74 – Полая камера эллипс $d_{вх} = 100$ мм, $d_{вых} = 60$ мм.

На рис.4 представлен график зависимости УЗД от частоты для моделей глушителей с различными диаметрами входного и выходного патрубка. При уменьшении диаметра выходного патрубка по сравнению с входным сопротивление глушителя возрастает более чем в 3 раза (350%), а эффективность возрастает на 3-7 во всем рассматриваемом диапазоне частот, по интегральной оценке

эффект составил 3 дБА. При снижении до одинаковых значений диаметров входного и выходного патрубков основной эффект отмечен на низких и средних частотах. В диапазоне частот 31,5-1000 Гц снижение УЗД 5-15 дБ.

Рис. 5 Зависимость УЗД глушителей от частоты:
76 – Полая камера эллипс; *22* – Полая камера цилиндр.

Форма корпуса также влияет на эффективность глушителя. Для полых глушителей (рис. 5) получено, что камера в виде эллипса эффективнее на 1-5 дБ в широком диапазоне частот. Стоит отметить, что противодавление глушителей цилиндрических и эллиптических примерно одинаково. Большая эффективность глушителей с эллиптическим корпусом может объясняться более рациональной организацией движения газового потока.

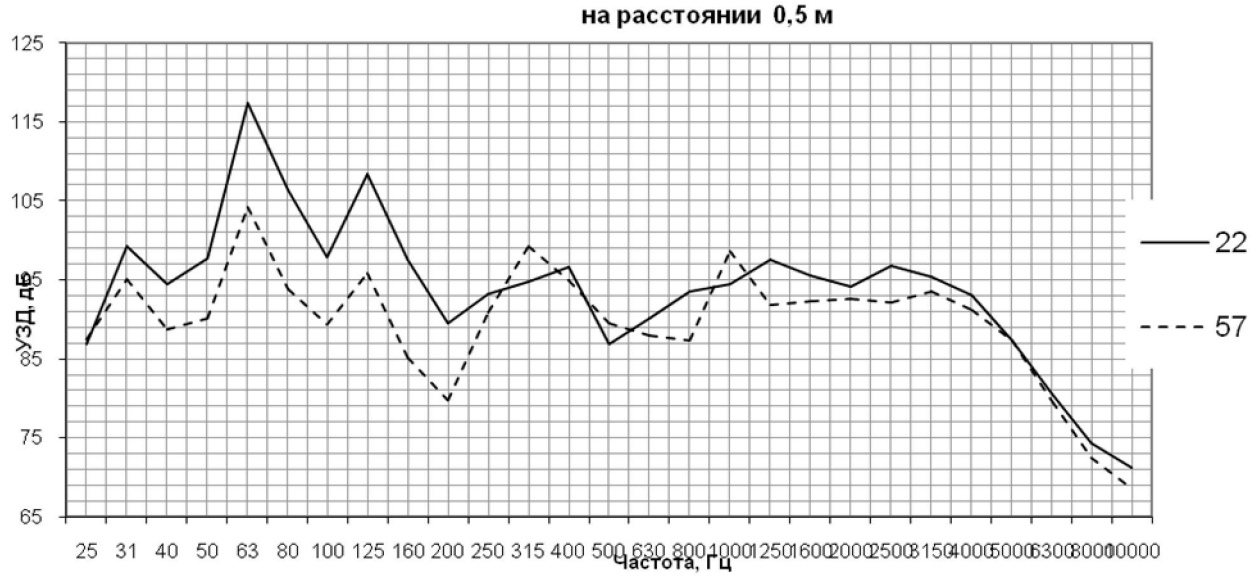


Рис. 6 Зависимость УЗД глушителей от частоты:
22 – Полая камера; *57* – Полая камера с трубкой Вентури.

Применение трубки Вентури увеличивает эффективность шумоглушения в низкочастотном диапазоне (31-200 Гц) на 14 дБ, при этом на средних и высоких частотах эта конструкция не оказывает влияния.

Рис. 7 Зависимость УЗД глушителей от частоты:
2 – полая камера; 3 – одна перфорированная трубка;
4, 20 – две перфорированные трубки.

Введение в конструкцию глушителя перфорированной трубки является эффективной мерой в широком диапазоне частот. Из рис. 7 видно, что даже одна перфорированная трубка дает эффект 4-7 дБ в диапазоне частот 400-3150 Гц. Введение второй трубки и увеличение вдвое площади перфорации обеспечивает суммарный эффект 5-13 дБ в частотном диапазоне 63-10000 Гц. Эффективность глушителя с двумя трубками по сравнению с полой камерой составляет более 6 дБА. Это объясняется очень важным представлением об организации движения газового потока в глушителе: трубки равномерно перераспределяют поток в объеме глушителя, что приводит к хорошему результату. Противодавление глушителя при введении любой арматуры в глушитель возрастает.

Организация движения газового потока также достигается увеличением числа камер глушителя, где газовый поток последовательно перетекает из одной камеры в другую. Перегородки между камер применяются двух типов: с перфорацией и одиночными отверстиями. На рис.8 представлено сравнение УЗД для однокамерного и четырехкамерного с одиночными отверстиями в перегородках. Эффективность снижения шума четырехкамерным глушителем наблюдается на средне и высокочастотном диапазоне (от 2 до 10 дБ).

Рис. 8 Зависимость УЗД глушителей от частоты:
75 – полая камера эллипс; 79 – четырехкамерный глушитель эллипс.

Обычная практика изготовления глушителей показывает, что при рациональном конструировании глушителя его суммарная эффективность бывает выше, чем отдельных элементов. Это объясняется тем обстоятельством, что в глушителях стремятся не просто расположить отдельные элементы шумоглушения, но с их помощью организовать рациональное движение газового потока, что обеспечивает снижение шума выхлопа на всем диапазоне частот, а не на отдельных интервалах (что мы видим для различных отдельных элементов конструкции).

Выполненный анализ данных испытаний опытных моделей глушителей в третьоктавном диапазоне позволил в немалой степени детализировать представления о связи эффективности глушителей с их конструктивным исполнением, и работа по системному анализу полученных результатов требует дальнейшего продолжения, т.к. правильность тех или иных выводов должна быть подтверждена достаточным числом результатов эксперимента.

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ АКУСТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Николов Н.Д.
Институт строительной физики, технологий и логистики,
София, Болгария

Акустические явления в городской среде описываются относительно сложными математическими моделями, основанными на дифференциальных уравнениях распространения звуковых волн в свободном и/или застроенном пространстве. Отсюда проистекают две проблемы. Первая является преимущественно теоретической и связана с решением определенного класса дифференциальных уравнений при заданных граничных условиях. Вторая связана с разработкой соответствующего вычислительного аппарата для полученных сложных математических зависимостей.

В обобщающих публикациях по акустическим проблемам на урбанизированных территориях [напр. 1] и в нормативных документах [напр. 2], обе указанные проблемы решаются совместно посредством применения т.н. инженерных расчетов.

Инженерные расчеты составляют отдельный класс вычислительных методов, которые широко применяются в практике для решения проектировочных, управленческих и других задач. По нашему мнению, этот класс включает разнообразные вычислительные подходы и решения и трудно может быть строго дефинирован. В частности инженерные расчеты в акустике рассматриваются в работах [3-8]. Попытаемся выявить возможности этого класса вычислительных методов для количественного описания акустических явлений.

Инженерные расчеты характеризуются следующими специфическими особенностями [4]:

1. Инженерные расчеты основываются на рабочих формулах. Как мы отметили, эти формулы могут быть получены посредством различных подходов, таких как:

- упрощение строгих решений с определенными допусками;
- введение коррекционных коэффициентов;
- статистическая обработка акустических измерений в экспериментальных и/или натурных условиях;
- комбинирование вышеуказанных подходов.

В любом случае следует искать прагматические (направленные на практику) решения. Формулы разработаны для решения узкого круга конкретных задач при определенных ограничениях и допусках. К сожалению, в некоторых случаях не указываются ограничительные условия и формулы приобретают более универсальный характер, что не отвечает поставленной задаче.

2. Полученные решения, как правило, приблизительны. Это обусловлено ограниченными возможностями вычислительных средств (соотв. номограмм, таблиц и др.). Поэтому часто применяются вычислительные подходы для повышения точности, такие как итерации, вычисления дифференциальных поправок и градиенты и т. п.

3. Инженерные расчеты в своем классическом виде не требуют особенно мощных вычислительных средств. Вычисления могут осуществляться электронными калькуляторами типа Scientific со встроенными математическими функциями. Более сложные вычисления также реализуются широко доступными и легкими для пользования средствами, как например таблицы и номограммы, или другие подобные графики. Популярны и правила, напр. „при удвоении расстояния от источника, уровень шума снижается от 3 до 6 дБА".

4. Инженерные расчеты разработаны экспертами и должны применяться экспертами. Использованные за рамками контекста определенных условий, они могут привести к значительным отклонениям. Это может быть оценено только специалистом, которому предварительно известны границы возможного решения.

5. Вычисления производятся перед глазами специалиста, и он может оценить воздействие отдельных факторов по конечному результату. Во многих случаях, специалист-вычислитель предварительно знает приблизительный результат и вычисления служат лишь для уточнения.

Основной слабостью традиционных инженерных расчетов является то, что при этом не могут быть реализованы такие методы расчетов как рекуррентные вычисления, численное нахождение локальных экстремумов, вычисление с малым шагом расчета, стохастическое моделирование и т. д. В результате, существенно ограничиваются возможности широкого приложения современных относительно сложных математических моделей, которые адекватно отражают суть акустических процессов. Поэтому, этот тип решений следует быстрее (радикально) или медленнее (поэтапно) заменить автоматизированными вычислениями, производимыми посредством соответствующих прикладных программ, соотв. автоматизированных систем для акустических расчетов. Широкое применение этих вычислительных технологий, однако, может быть реализовано только после разработки и апробации соответствующих программных модулей и систем. В [3,9] перечислены некоторые требования к программному обеспечению в области акустических расчетов. На первое место правильно ставится требование к адекватности математических моделей акустическим явлениям в реальной среде. Интересны и другие предложения, напр. сертификация программных продуктов.

Попытаемся расширить и обобщить требования к программному обеспечению в конкретном случае. На первом месте, безусловно, стоит качество заложенных в программные модули алгоритмов. Это позволит применить в практике сложные решения распространения звуковых волн в свободной и/или застроенной среде при различных входных данных. Большое значение для качества имеет и т.н. добронамеренность программного обеспечения – легкий вход, эргономиче-

ский выход, защита против формальных и логических ошибок во входных данных. Во всяком случае, не следует сводить автоматизацию к перекодировке известных формул в программных операторах. Объясним это примерами.

Широко известна формула для вычисления уровня шума на улице с интенсивным движением:

$$L_{Аэкв} = 10\lg N + 13.3\lg V + 8.4\lg p + \Delta L_{soi} + 7, \text{ дБА} \qquad (1)$$

где N – интенсивность движения в обоих направлениях, ед/h;

V – средняя скорость движения, km/ч;

p – относительное участие грузовых автомобилей и общественного транспорта в потоке, %;

ΔL_{soi} – поправка для улучшения технических качеств транспортных средств (2.5 дБА).

На основании формулы (1) возможны вычислительные схемы (решения) по различным алгоритмам. Например:

1. Линейная вычислительная схема – вход → вычисление → результат. Преимущество заключается в быстром и точном вычислении. Сохраняется, однако, детерминированный характер решения.

2. Обогащение у входа. В рассматриваемой формуле участвуют входные параметры, которые изменяются во времени, т.е. имеют различные величины в течение суток (рис. 1). Поэтому целесообразно обогатить вход и производить вычисления за различное время. Так, выход выглядит как диаграмма, отражающая пиковые величины уровня шума. И в этом случае сохраняется детерминированный характер решения.

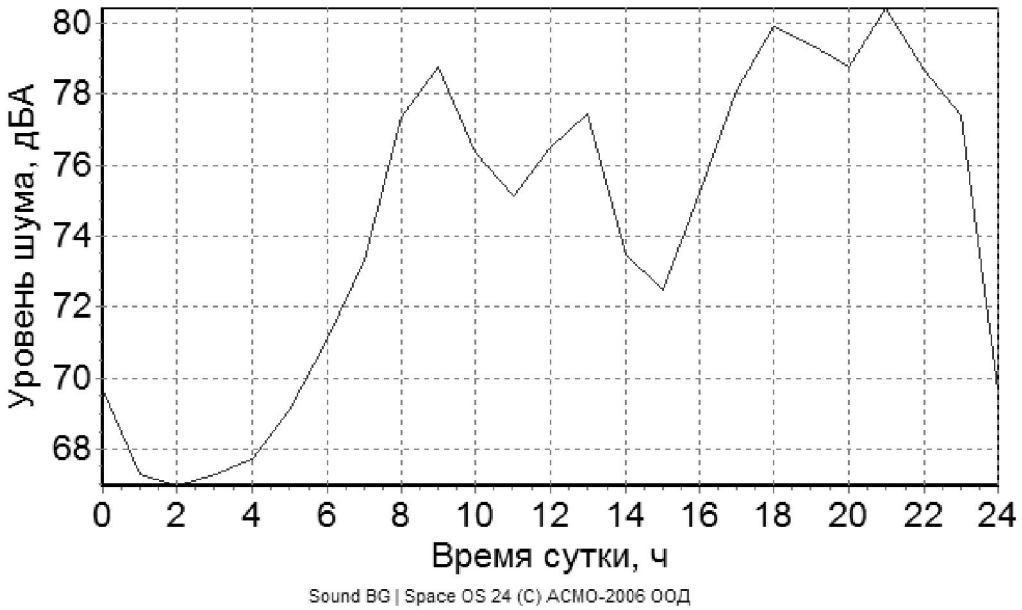


Рис. 1.

3. Создание стохастической модели (известно и как метод „Монте Карло”). Независимые входные величины представлены их эмпирическими кумулятивными распределениями. С помощью генератора случайных чисел получают наборы входных данных, и процесс моделируется многократно. Так получают ожидаемое распределение уровня шума с различной степенью вероятности, а не единичную (точечную) оценку (рис. 2).

В третьем случае наиболее полно используются преимущества компьютерных решений. Но и тогда автоматизированные процедуры включают только одну формулу. Для целостного автоматизирования акустических вычислений необходимо разработать автоматизированные системы, которые сочетают вычислительные модели порождения и распространения звука (вкл. поглощение, отражение, преломление) и модели поглощающих, отражающих и преломляющих поверхностей. Задача решается в трехмерном (3-D) пространстве, которое позволяет получать адекватную звуковую картину при различных вариантах застройки. В качестве следующего этапа следует рассматривать решение обратной задачи – как расположить указанные поверхности, чтобы получить оптимальное для данных условий расположение источников и препятствий.

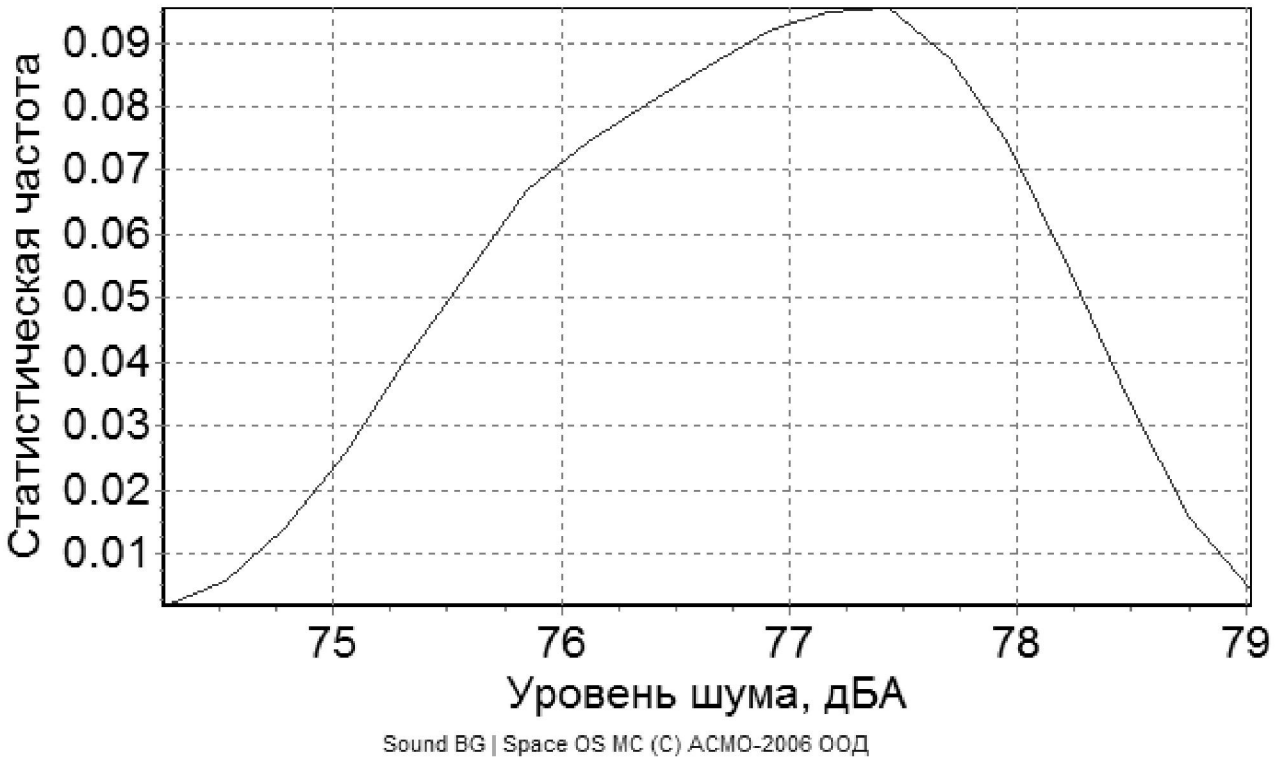


Рис. 2.

Компьютерные технологии изменяют содержание труда специалистов. Рутинные расчеты и вычерчивание берут на себя соответствующие устройства. За счет этого появляется возможность увеличения числа входных данных и разработки и оценки многочисленных вариантов решения. Это отмечается составителями программных модулей и систем, которые создают эргономические

входно-входные процедуры и сопровождают программы подходящей документацией, вкл. и т.н. „вспомогательные окна”. Вместе с этим эффективное использование программ предполагает и соответствующее обучение для приобретения знаний о:

- работе с персональным компьютером и соответствующей операционной системой;
- алгоритме, входе и выходе программы;
- толковании результатов;
- обогащении возможностей посредством комбинирования различных программных модулей.

В связи с проведенными теоретическими и экспериментальными исследованиями нами разработан ряд программ для ПК [6]. Описаны отдельные программные модули и части автоматизированных систем акустических расчетов. Их следует рассматривать как начальный этап на пути к созданию достаточно богатой библиотеки программ для акустических расчетов, которая постепенно вытеснит такие традиционные вычислительные средства, как номограммы, таблицы и другие подобные.

В зависимости от решаемой задачи, программы разделены на четыре серии: Space * – для вычисления уровня шума транспортного потока в открытом пространстве; Street * – то же самое, но в уличном пространстве; Train * – для вычисления уровня шума железнодорожных составов в открытом пространстве; Screen* – для вычисления эффективности и проектирования шумозащитных экранов.

Несмотря на различные задачи, вводная/выходная информация для всех программ в большой степени унифицирована.

Вводные данные подаются в однообразно оформленные входные панели. Около каждого окна написано его содержание; поскольку программы предназначены для пользования специалистами, тексты относительно кратки.

Вводная информация разделена на две части – факторы и условия. Факторы это показатели, величины которых дефинируют суть процесса; для программ Space *, например, ими являются интенсивность, скорость потока и доля тяжелого транспорта. „Условия” – это показатели, которые характеризуют конкретную обстановку, напр. положение источника шума и точки приема.

С учетом решаемой задачи, факторы и условия могут быть постоянными (const) и переменными (var). В последнем случае задают минимальное и максимальное граничное значение и шаг изменения (больше 0!).

На рис. 3 показана обобщенная схема структуры программ.

Специалист выбирает программы, которые работают в одном из трех режимов:

1. Единичный расчет (при постоянных входных данных);
2. Расчет при варьировании одного из факторов;
3. Расчет при варьировании определенных факторов с процедурой „Монте Карло”.

Третий режим работы интерактивен, поскольку решение о завершении вычислений принимает оператор на основании оценки промежуточных результатов.

Выходная информация оформлена в табличной (численной) или графической форме. При первом режиме выход оформляется в таблице, а когда данных меньше – в результативном окне. При втором режиме работы выход - табличный и графический, а при третьем – только графический. Графический выход – диаграмма(ы), оформляется посредством системного программного модуля, и содержание не подлежит редактированию; возможны операции: увеличение, уменьшение, размещение и т. п.

Качества диаграммы зависят до известной степени от входных параметров, в первую очередь – от шага изменения. При большом шаге могут быть пропущены локальные отклонения, а маленький шаг ухудшает четкость результатов.

Программы могут использоваться при решении широкого круга задач. Укажем:

1. Расчет при конкретных случаях („казусах”), как ожидаемый уровень шума в заданной точке, эффективность экрана определенных размеров и т.д.
2. Акустическая оценка архитектурно-строительных проектных решений, напр. связанных с расположением зданий вдоль магистралей, застройка жилищ вблизи железнодорожных линий и т.д.
3. Составление карты шума, в первую очередь на территориях вдоль автомобильных дорог и железнодорожных линий [10,11].
4. Оценка шумового загрязнения окружающей среды при составлении Доклада об оценке воздействия на окружающую среду (ДОВОС).
5. Прослеживание влияний наиболее важных факторов на уровень шума при проектировании и в научно-исследовательских и учебных целях.
6. Получение вероятностной картины моделированного процесса, как основы градостроительных, управленческих и других решений.

Часть программ решают прямую задачу акустических вычислений – определение шумовой картины при заданных условиях. Для решения „обратной” задачи – как должны быть расположены источники, здания и сооружения для получения заданной акустической картины, необходимо, чтобы творчески сочетались возможности, указанные в пунктах от 1 до 6.

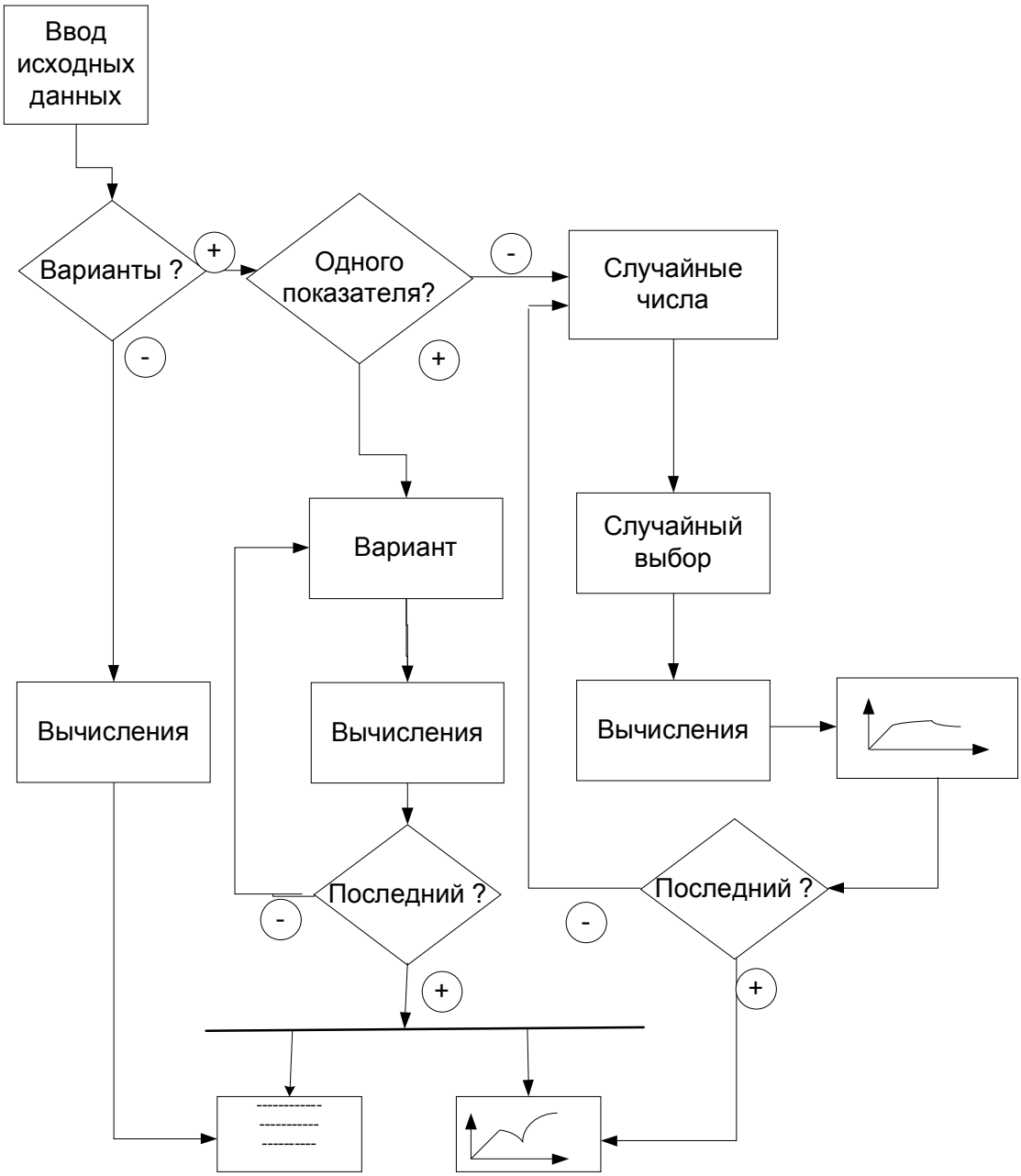


Рис. 3. Обобщенная схема структуры программ серий
Space *, Street *, Screen *, Train *.

Акустические явления в городской среде описываются достаточно сложным математическим аппаратом. Однако, в практике акустических расчетов используются преимущественно “традиционные“ вычислительные средства, такие как таблицы, номограммы и т.п. Часто, с помощью различных допущений строгое решение сводится к т.н. „рабочим формулам”. Несомненно, и в этой области компьютерные технологии должны занять свое весомое место с целью ускорения инженерных акустических расчетов.

Литература

1. Николов Н. Д. Градоустройствена акустика. – София: Университетско издателство „Св. Климент Охридски", 2006. – С. 236.
2. Наредба № 6 от 26 юни 2006 г. За показателите за шум в околната среда, отчитащи степента на дискомфорт през различните части на денонощието, граничните стойности на показателите за шум в околната среда, методите за оценка на стойностите на показателите за шум и на вредните ефекти от шума върху здравето на населението. – София. ДВ, 58/2006.
3. Веретина И. А. и др. Программное обеспечение акустических расчетов. – Строительная физика в XXI веке. Материалы научно-технической конференции. НИИСФ РААСН : – Москва: 2006. – С. 339-340.
4. Маждраков М. Г., Николов Н. Д. Особености на инженерните изчисления. // 7ма Международна научна конференция SGEM 2007, рез. докл. – Албена. 2007. – С. 76.
5. Николов Н. Д., Коробков В. Е., Осипов Г. Л. Автоматизиран метод за изчисляване нивото на транспортния шум на територии с фронтално застрояване. // сп. Строителство. – София, 1987. – № 10. – С. 27-29.
6. Николов Н. Д, Маждраков М. Г. Проблемы автоматизации акустических расчетов. Материалы международной научно-технической конференции „Гармонизация европейских и российских нормативных документов для защиты населения от повышенного шума", Греция: Кавала. – Москва, НИИСФ РААСН, 2009. – С. 150-154.
7. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения. – Москва: изд-во Минтранспорта РФ. 2003.
8. Пособие к МГСН 2.04-97 „Проектирование защиты от транспортного шума и вибраций жилых и общественных зданий". – Москва. Правительство Москвы: изд-во Москомархитектура. 1999.
9. Любельский В. В. Анализ акустического режима городских территорий с использованием компьютерного моделирования. // Строительная физика в XXI веке. Материалы научно-технической конференции. НИИСФ РААСН: Москва. 2006. – С. 353-355.
10. Самойлюк Е. П. и др. Програмная реализация картографировании территорий и обеспечение защиты от вредных и опасных физических факторов среды обитания человека в зданиях и на территории застроек. – Севастополь. 2004. – С. 18-22.
11. Самойлюк Е. П. и др. Карты шума пространственных источников шума – основа генеральной схемы шумозащиты крупнейшего города. // Строительная физика в XXI веке. Материалы научно-технической конференции. НИИСФ РААСН: Москва. 2006. – С. 385-387.

ВИБРОДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА ПРОКЛАДОК С СУХИМ ТРЕНИЕМ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ЗВУКОВОЙ ВИБРАЦИИ ОТ КРУГЛОПИЛЬНЫХ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

Осмоловский Д.С., Асминин В.Ф.
ГОУ ВПО «Воронежская Государственная Лесотехническая Академия»
Воронеж, Россия

Для задачи снижения шума круглопильных деревообрабатывающих станков (уровень шума на рабочем ходу 110 – 115дБА), наиболее радикальным подходом является снижение звукоизлучения в источнике его возникновения. Доминирующим источником шума является пильный диск, в меньшей степени другие конструктивные узлы станка (электропривод, станина и др.). Снижение звуковой вибрации пильного диска применением вибродемпфирующих материалов, контактирующих с его поверхностью, можно достичь существенного снижения уровня звука на 6 – 8 дБА. Наиболее эффективной технической реализацией такого решения является использование конструкции из прокладочных материалов (с заданными вибродемпфирующими свойствами) помещенной между пильным диском и зажимными фланцами деревообрабатывающего станка. В конструкции вибродемпфирующих прокладок, могут быть использованы эластичные вязкоупругие материалы, в которых диссипация вибрационной энергии происходит за счет вязкого трения (в самом материале) [1,2].

Вязкоупругие материалы нашли широкое применение в качестве вибродемпфирующих покрытий, однако, имеют ряд существенных недостатков. Во-первых, эффективность их применения ощутима при достаточной толщине прокладки, которая должна превышать толщину пильного диска в 1,5 – 2 раза, что приводит к недостаточно надежной фиксации пильного диска и, как следствие поперечным биениям с увеличением ширины пропила и ухудшению качества обработки поверхности древесного материала. Во-вторых, такие прокладки подвержены внезапному разрушению, вследствие возникающих в них деформаций сдвига и кручения из-за высоких скоростей вращения(4000 – 6000 об/мин.) пильного диска и нагрузок в процессе резания. Последнее обстоятельство может привести к разрушению пильного диска и угрозе травмирования операторов станка.

Для вибродемпфирующих конструкций предлагается использовать минеральные абразивные материалы на тканевой или бумажной основе, которые лишены указанных выше недостатков присущих прокладкам из вязкоупругих материалов [3]. Физическим фактором диссипации в таких прокладках выступает сухое трение, возникающее при контакте абразивных частиц.

Конструктивно прокладка выполняется двухслойной с абразивными слоями, обращенными друг к другу. Фрикционная площадь поверхности увеличивается в несколько раз за счет взаимного проникновения абразивных частиц слоев прокладок, что позволяет повысить их акустическую эффективность, при этом ограничить их размер до диаметра зажимного фланца. Толщина таких прокладок составляет не более 1 – 1,5мм.

Как известно, основными характеристиками диссипативных свойств вибродемпфирующих материалов являются коэффициент потерь η и динамический модуль упругости E', связанные между собой как:

$$E = E'(1 + j\eta) \qquad (1)$$

где E – комплексный модуль упругости.

Для сравнительного анализа диссипативных свойств вибродемпфирующих прокладок с вязким и сухим трением определение коэффициента потерь предпочтительнее использованием метода составных стержней Оберста [4]. Следуя данной методике, измерялся суммарный коэффициент потерь (η_Σ) несущего стержня и варьируемых материалов прокладки, наносимых клеевой фиксацией. Для всей серии экспериментальных исследований использовался стальной несущий стержень марки Ст08Ю, 08ПС толщиной 2 мм. Для исследования влияния температуры на изменение суммарного коэффициента потерь (η_Σ) использовалась термокамера.

Были экспериментально исследованы демпфирующие свойства серийно выпускаемых образцов шлифлистов на тканевой и бумажной основе с минеральными абразивными частицами различной дисперсности, а также, линолеум ПВХ и линолеум на тканевой основе. Последние материалы приведены, как наиболее распространенные вибродемпфирующие покрытия с вязкоупругим трением.

В таблице 1 приведены физико-механические характеристики испытуемых материалов.

Для научного обоснования виброакустической эффективности конструкции из прокладочных материалов с сухим трением были проведены экспериментальные исследования по влиянию на значение суммарного коэффициента потерь (η_Σ) :

- вида основы (тканевой и бумажной);
- частоты возбуждения(f, Гц);
- размера частиц (дисперсности) минерального абразивного материала (d, мкм).
- влияние температурного фактора(T, C^0)

Таблица 1

Физико-механические характеристики исследованных материалов

№ п/п	Материал	Поверхностная плотность, кг/м2	Толщина, мм	Суммарный коэффициент потерь η_Σ на частоте 1000Гц
1	2	3	4	5
	Основа – бумага			
1	Р 24 (710мкм)	1,728	1,55	0,0185
2	Р 40 (355мкм)	1,449	1,40	0,0220
3	Р 60 (250мкм)	0,936	1,00	0,0300
4	Р 80 (180мкм)	0,875	0,80	0,0240
5	Р 100 (150мкм)	0,764	0,72	0,0210
6	Р 120 (100мкм)	0,723	0,68	0,0192
1	2	3	4	5
7	Р 320 (46,2мкм)	0,499	0,50	0,0171
8	Р 2000 (10,3мкм)	0,425	0,40	0,0155
	Основа – ткань			
9	Р 24 (710мкм)	1,965	1,65	0,1850
10	Р 40 (355мкм)	1,682	1,45	0,0220
11	Р 60 (250мкм)	1,392	1,30	0,0250
12	Р 80 (180мкм)	1,264	1,20	0,0300
13	Р 100 (150мкм)	1,193	0,85	0,0230
14	Р 120 (100мкм)	1,127	0,74	0,0196
15	Р 320 (46,2мкм)	0,912	0,55	0,0173
16	Р 2000 (10,3мкм)	0,848	0,46	0,0158
	Линолеум			
17	Линолеум ПВХ	2,700	4,00	0,0160
18	Линолеум на тканной основе	2,200	3,00	0,0125

Ниже приводится графическая зависимость изменения суммарного коэффициента потерь (η_Σ) от частоты возбуждения (f, Гц), температуры окружающей среды(Т,), основы прокладки бумажная-1, тканевая-2 и размера частиц минерального абразивного материала (d, мкм). Из графиков 1 и 2 видно, что характер кривых, как при тканевой, так и бумажной основах идентичен и значения коэффициента потерь (η_Σ) разнятся не значительно. Причиной этому является разница в плотностях материалов основы.

Из анализа графической зависимости видно, что с увеличением частоты возбуждения в диапазоне от 200 до 500 Гц роста значения коэффициента потерь (η_Σ) не наблюдается. При частоте возбуждения свыше 500 Гц наблюдается резкое возрастание суммарного коэффициента потерь (η_Σ), который достигает своего максимального значения (0,03) на частоте в 1000 Гц.

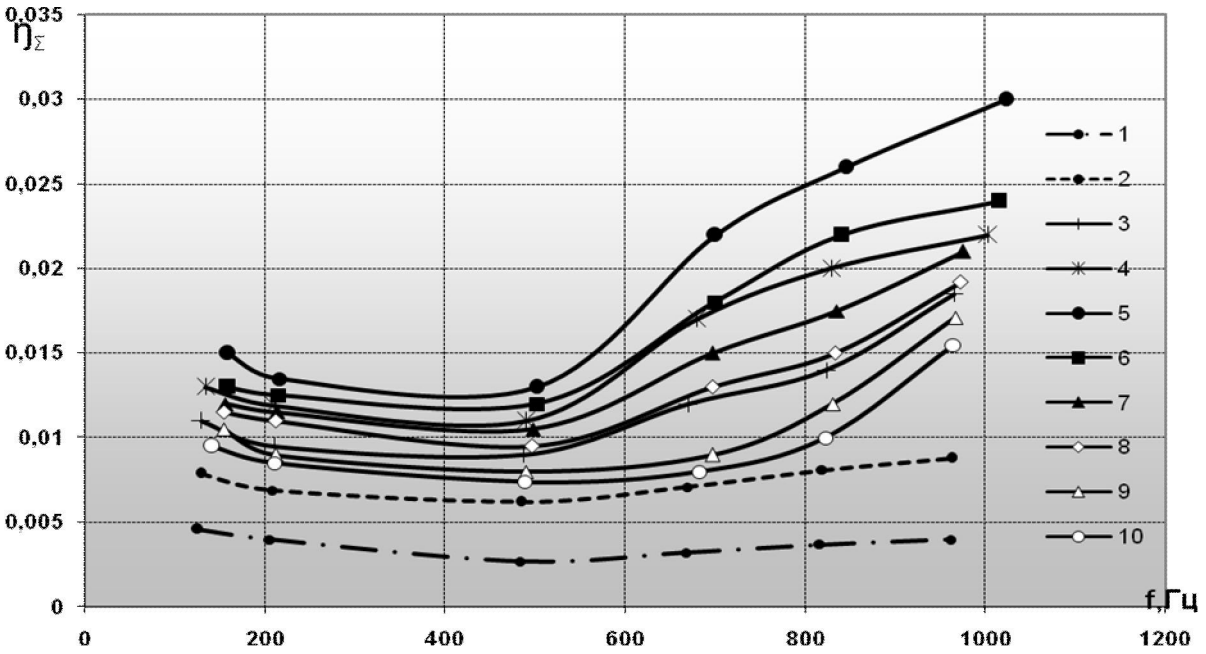


Рис. 1. Зависимость изменения (η_{Σ}) от (f, Гц), основы прокладки (бумажная) и размера частиц минерального абразивного материала(d,мкм):
1 – стержень, 2 – ст.+1 слой 355 мкм, 3 – 710 мкм, 4 – 355 мкм, 5 – 255 мкм, 6 – 180 мкм, 7 – 150 мкм, 8 – 105 мкм, 9 – 46 мкм, 10 – 10 мкм

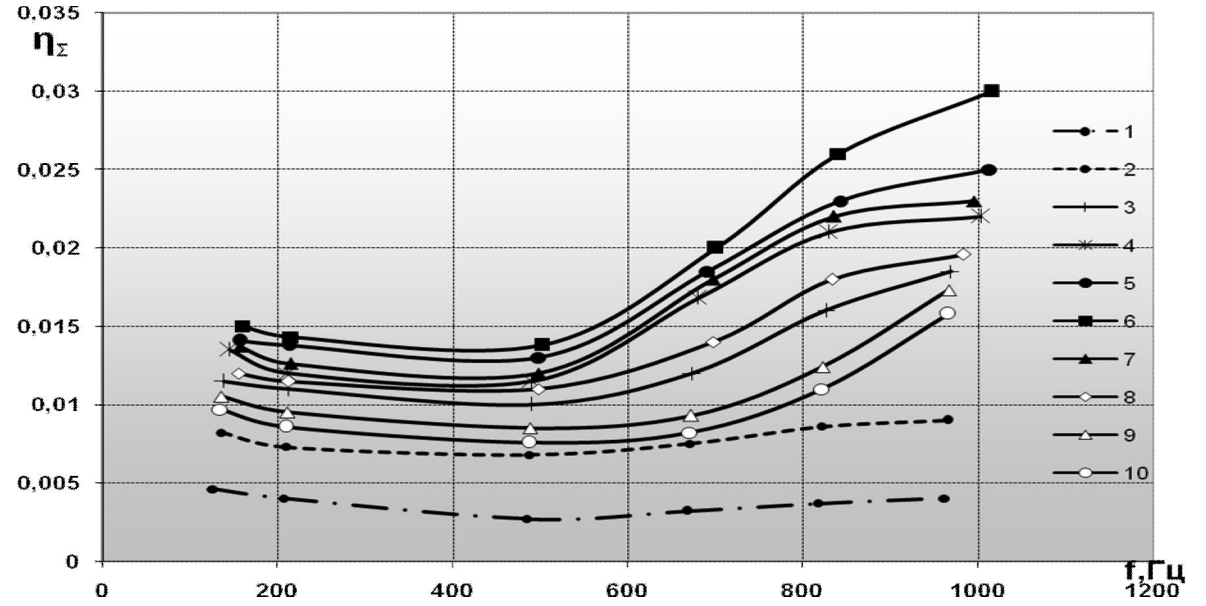


Рис. 2. Зависимость изменения (η_{Σ}) от (f, Гц), основы прокладки (тканевая) и размера частиц минерального абразивного материала (d, мкм): 1 – стержень, 2 – ст.+1 слой 710 мкм, 3 – 710 мкм, 4 – 355 мкм, 5 – 255 мкм, 6 – 180 мкм, 7 – 150 мкм, 8 – 105 мкм, 9 – 46 мкм, 10 – 10 мкм

На графике 3 приведены графические зависимости изменения коэффициента потерь от размера частиц, на тканевой и бумажной основах на частоте 1000 Гц. Из графической зависимости видно, что размер частиц существенно

влияет на значение суммарного коэффициента потерь (η_Σ). Как видно из приведенных зависимостей с возрастанием размера частиц наблюдается рост суммарного коэффициента потерь (η_Σ), который при размере частицы 180мкм для тканевой и 250мкм для бумажной основы достигает своего максимального значения (0,03). Дальнейшее увеличение размера частиц приводит лишь к уменьшению значения (η_Σ). Причем, вид основы прокладки практически не влияет на демпфирующие свойства. Вследствие этого выдвинуто предположение, что основным фактором диссипации в предложенной конструкции является сухое трение между минеральными абразивными частицами слоев прокладки.

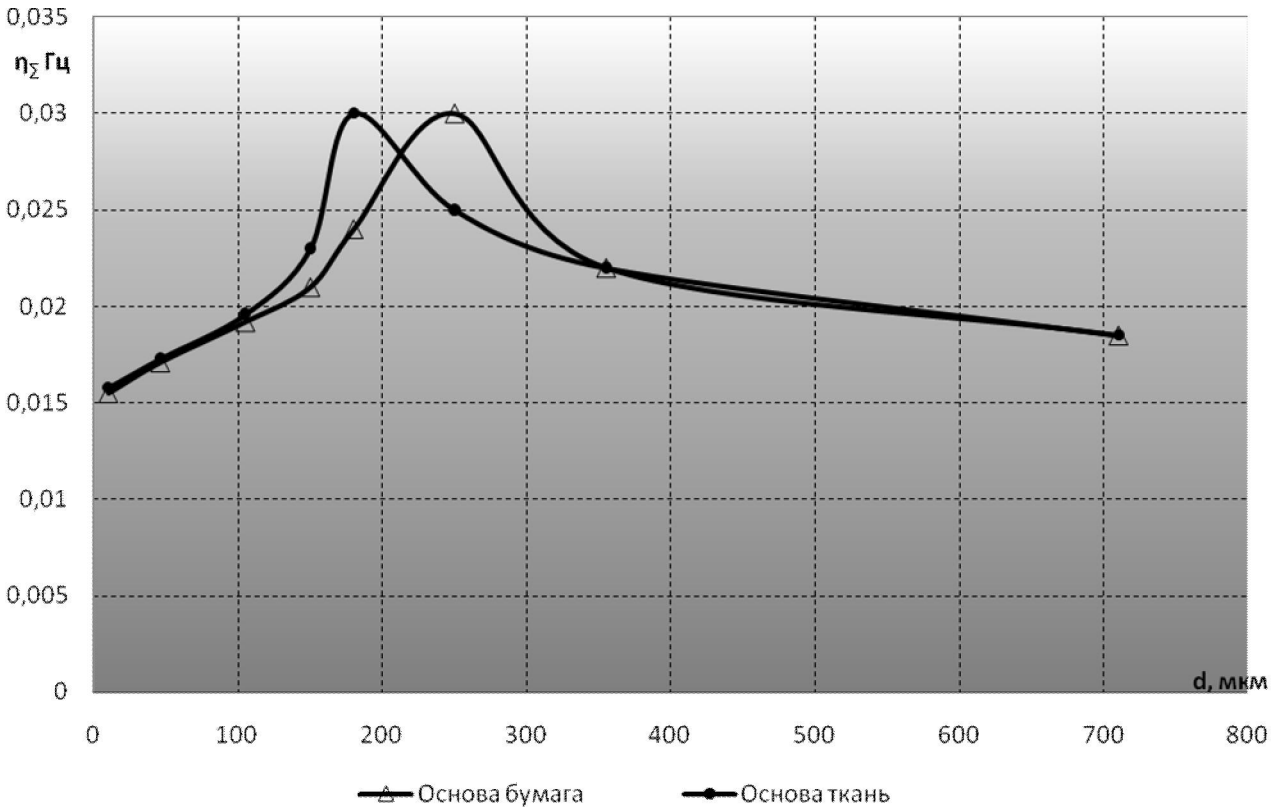


Рис. 3. Зависимость изменения (η_Σ) от размера частиц минерального абразивного материала (d, мкм) на частоте в 1000 Гц

На рисунке 4 представлены экспериментально полученные зависимости суммарного коэффициента потерь (η_Σ) вибродемпфирующих покрытий от частоты (f, Гц). Анализ графической зависимости изменения суммарного коэффициента потерь (η_Σ) вибродемпфирующего покрытия с сухим трением от частоты возбуждения (f, Гц) позволяет утверждать, что диссипативные свойства предлагаемого материала резко возрастают в высокочастотном диапазоне (f >500 Гц), но в низко-среднечастотном диапазоне эти покрытия существенно уступают вязкоупругим материалам. Однако, плотность вязкоупругих материалов превышает плотность разработанных материалов с сухим трением в 2 – 3 раза (таблица 1).

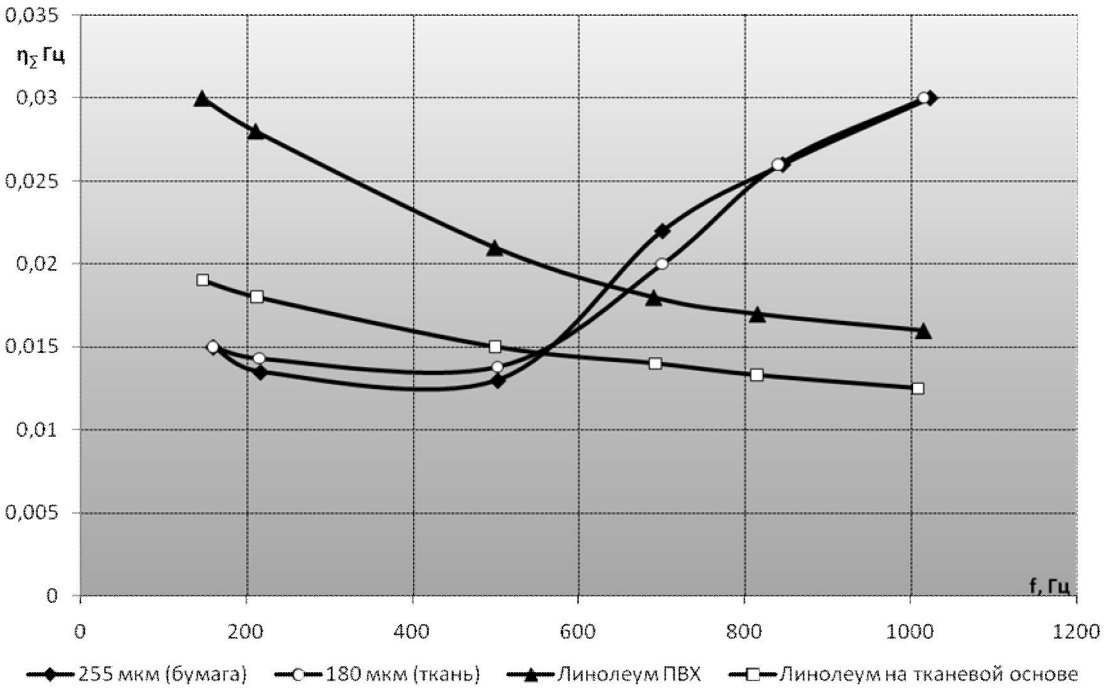


Рис. 4. Зависимости суммарного коэффициента потерь (η_Σ) вибродемпфирующих покрытий от частоты (f, Гц).

Очевидно, что вибродемпфирующие прокладки с сухим трением (рис. 4) обладают наибольшей эффективностью в высокочастотном диапазоне, что наиболее предпочтительно для демпфирования вибрации пильного диска, в спектре шума которого преобладает высокочастотная составляющая.

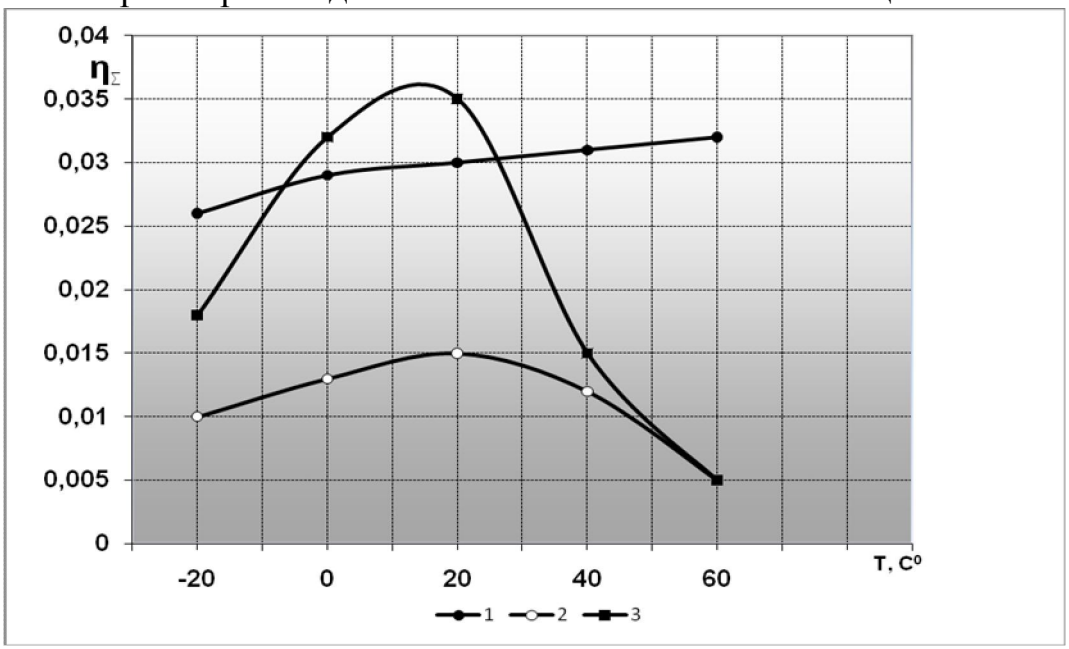


Рис. 5. Зависимость суммарного коэффициента потерь (η_Σ) от температурных условий (T, C^0)

На рисунке 5 привидены результаты, экспериментального исследования влияния температурного факторана (Т, C^0) на сумарный коэффициент потерь (η_Σ) вибродемпфирующего покрытия с сухим трением (1), вязкоупругих вибродмпфирующих покрытий: ленолиум ПВХ (2) и VD-25 (3) от НПП «Техникал Консалтинг» (Россия). Диапазон изменения температур от – 20 C^0 до + 60 C^0.

Из графических зависимостей следует, что демпфирующие свойства прокладок с сухим трением практически не подвержены влиянию температурного режима и даже несколько улучшаются с повышением температуры. Для вязкоупругих полимерных материалов, как известно, значение сумарного коэффициента потерь (η_Σ) резко снижается с увеличением температуры, что демонстрирует кривая (2). Отмеченное приемущество, вибродемпфирующих прокладок с сухим трением повышает их функциональные свойства, так как процесс пиления сопровождается нагреванием пильного диска.

Литература

1. Иванов, Н.И. Основы виброакустики [Текст] / Н.И. Иванов, Никифоров А.С. – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.
2. Соколов Г.А. Борьба с шумом в деревообрабатывающей промышленности. Изд. «Ленная промышленность» - М.,1974 – с.144;
3. Д.С. Осмоловский, В.Ф. Асминин. Пути снижения шума от круглопипильных деревообрабатывающих станков применением вибродемпфирования с сухим трением в узле крепления пильного диска // Леса России в XXI веке.[Текст]: I Международ. науч. – практ. инт. – конф. Июль 2009 г. / Под ред. авторов. – СПб.: СПбГЛТА, 2009. – 264с.
4. Oberst, H. Uber die Dampfung der Biegeschurgungen dunner Bleche durch Festhaftende Belage [Text] / H. Oberst // Acoustiche Beihefte. – 1952. – P. 181 – 195.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЛН В ГРУНТ В СИСТЕМЕ «КОЛЕСО-РЕЛЬС»

Бельков В.М., Пропошина С.Ю.
ОАО "ВНИИЖТ"

Основным источником вибрационных волн является периодический наезд колесной пары вагона на фрагмент рельса и шпалу. Частота наезда определяется скоростью движения состава и для российских железных дорог составляет приблизительно 8 Гц. Вектор распространения таких волн – нормаль к подошве шпалы.

Систему «фрагмент вагона – колесная пара – шпала – щебеночная призма – песчаная подушка (бетонный короб) – грунт (бетонное основание)» нельзя рассматривать как составной резонатор. Шпала начинает нагружаться постепенно при подходе колеса, затем достигает максимального смещения в сторону грунта и при съезде колеса постепенно разгружается и отрывается от щебеночной призмы. Процесс нагружения балластной призмы можно аппроксимировать прямоугольными импульсами (рис. 1).

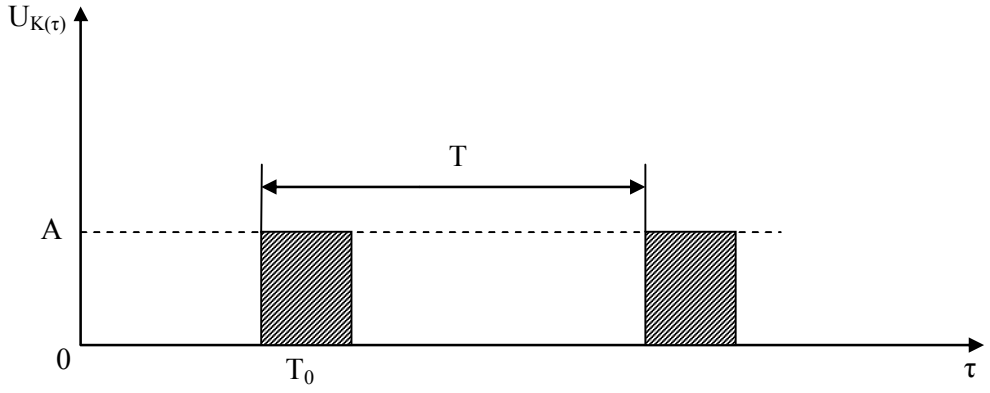


Рис.1. Функция смещения шпалы U_K во времени τ.

Функция смещения в резонаторе 1 $U_{1K}(\tau)$ (рис.1) разлагается ряд Фурье [1]:

$$U_{1K}(\tau) = A/2\ (1+2\cos\omega\tau +2\cos2\omega\tau/3 – 2\cos4\omega\tau/15 + 2\cos6\omega\tau/35 - \ldots) \qquad (1)$$

где τ – время, $\omega = 2\pi f$, f – частота наезда колесных пар на шпалу. Постоянную составляющую разложения можно не рассматривать, поскольку она не приводит к колебаниям грунта. Пренебрегаем малыми членами разложения функция $U_{1K}(\tau)$ примет вид:

$$U_{k1}(\tau) = A\left(\cos\omega\tau + \frac{1}{3}\cos 2\omega\tau - \frac{1}{15}\cos 4\omega\tau\right) \quad (2)$$

В волновой задаче будем рассматривать два составных резонатора:

– система «фрагмент вагона – колесная пара – рельс – прокладка – шпала - полимерная прокладка»
– система «щебеночная призма – полимерный мат – песчаная подушка – грунт» - первый вариант, и
– система «щебеночная призма – полимерный мат – бетонный короб – пружины – бетонное основание» - второй вариант.

Вибрационные волны возникают также из-за отличия формы колеса от круга, волнообразного износа рельсов, дефектов поверхностей катания. Но амплитуда вторичных вибрационных волн значительно меньше амплитуды волн, возникающих при накате колес на шпалы. Вторичные вибрационные волны, продольные и сдвиговые генерируют шум в частотном диапазоне от 100 до 1000 Гц.

Картина деформации рельса крайне сложная из-за отражения волн от боковых поверхностей рельса, колеса и шпалы и может быть описана в рамках трехмерной задачи. Для описания поведения и рассеивания механической энергии в составных резонаторах используют аппарат дифференциальных уравнений в частных производных параболического типа. Численные решения сложно анализировать и выявить параметр, в основном определяющий поведения составных резонаторов. Поэтому будем рассматривать одномерную задачу, в рамках которой можно получить точное решение в виде суперпозиции аналитических функций.

Рассмотрим одномерную задачу колебания составных резонаторов (рис.2), позволяющую учесть отражение волны от границ раздела и диссипацию энергии в полимерных слоях. В одномерной задаче предполагается, что толщина слоев составного резонатора значительно меньше поперечных размеров и все точки в некоторой плоскости, параллельной плоскости подошвы рельса, движутся с одинаковыми амплитудами и в одной и той же фазе. В этих приближениях для гармонических колебаний с угловой скоростью $\omega = 2\pi f$ уравнение распространения плоских продольных волн в слоях из металла, бетона, щебня будет иметь вид [2]:

$$q_{1i}(d^2U_{ki}/dz^2) + \rho_i\omega_0{}^2\, U_{ki} = 0 \quad (3)$$

где U_k – функция упругого смещения, q_{1i} – модуль Юнга среды i – го слоя резонатора 1, z – координата, нормальная поверхности подошвы шпалы, ρ_i – плотность среды i – го слоя.

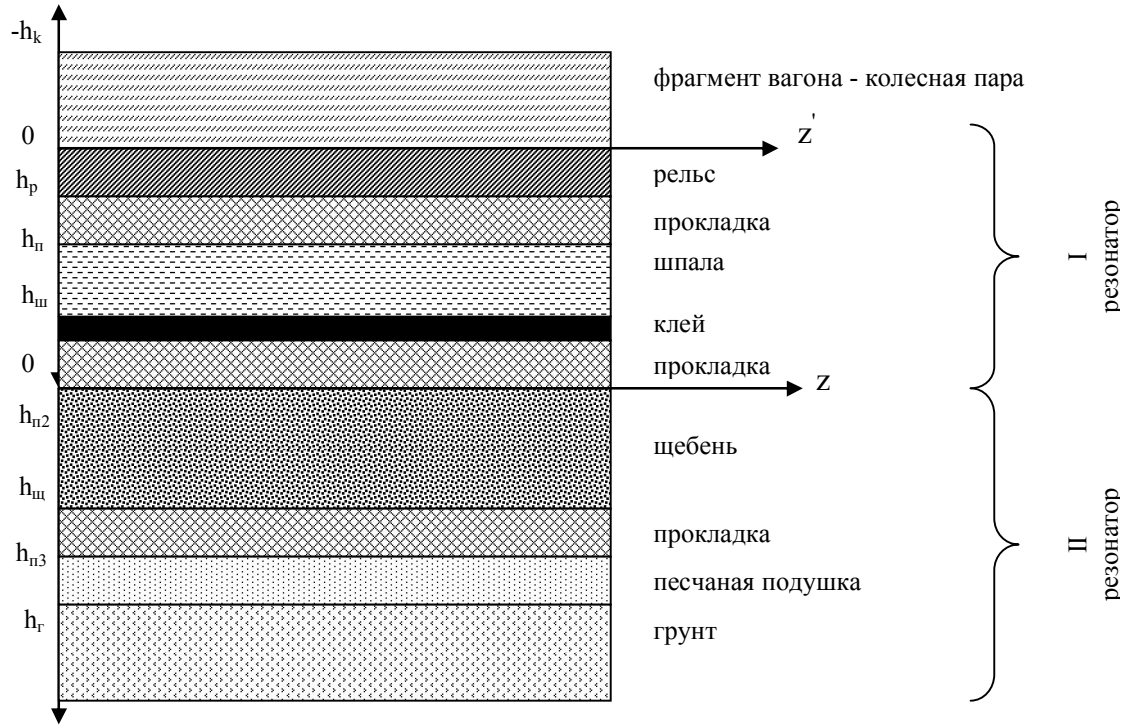


Рис. 2. Схематическое изображение составных резонаторов – вариант 1. Для второго варианта краевой задачи песчаная подушка заменяется бетонным коробом $h_к$, затем идут вибропоглотители – пружины и бетонное основание

В слоях полимерного материала также будут распространяться плоские продольные волны, уравнение которых есть [2]:

$$G_i^* \frac{d^2 U_{\Pi i}}{dz^2} + \rho_{\Pi i} \omega_o U_{\Pi i} = O \qquad (4)$$

В уравнении (4) G_i^*, $\rho_{\Pi i}$- комплексный модуль упругости и плотность материала i-того слоя, $U_{\Pi i}$ – функция упруго-вязкого смещения в полимерных слоях с диссипацией энергии.

Решения уравнений (3) и (4) имеют вид:

$$U_{ki} = A_i exp(-j\, æ_i z')'') + B_i exp(-j\, æ_i z') \qquad (5)$$

$$U_{\Pi i} = C_i exp(-\Gamma_i z') + D_i exp(-j\, \Gamma_i z') \qquad (6)$$

где $æ_i = \omega_o / \vartheta_к$ – волновое число; A_i, B_i – комплексные коэффициенты;

C_i, D_i – комплексные коэффициенты; Γ_i - постоянная распространения в i-ом слое, определяется из уравнения:

$$\Gamma_i = j\omega_o\sqrt{\frac{\rho_{\Pi i}}{G_i^*}} = j\omega_o\sqrt{\frac{\rho_{\Pi i}}{\left|G_i^*\right|}}e^{-j\delta_i/2} \qquad (7)$$

В выражении (7) δ_i – угол потерь в материале i-го полимерного слоя.

Коэффициенты отражения вибрационной волны на границах металл-воздух, бетон-воздух, щебень-воздух, полимерный материал-воздух считаем равными 1. Эти допущения, как показывают оценки, справедливы для границ твердое тело-воздух с погрешностью $\sim 5\cdot 10^{-4}$%, для границ полимер-воздух 0,1%. Периодическая сила (рис.1), создающая колебания в резонаторах 1 и 2, приложена в сечении Z'=0 (рис.2)

Механические напряжения T_i в слое определяются из выражения [1].

$$T_i = q_i S_i; \quad S_{ki} = \frac{du_k}{dz'}; \quad S_{\Pi i} = \frac{du_{\Pi k}}{dz'}; \qquad (8)$$

где S_i – деформация в i-том слое.

Дополним задачу граничными условиями:

для резонатора 1

1. на границе $Z' = -h_k$, $T_i(Z)=0$
2. на границе $Z' = 0$

$$\begin{cases} T_{i\,1}(Z') = T_{i2}(Z'), \quad q_1 \dfrac{dU_{k1}}{dZ'} = q_2 \dfrac{dU_{k2}}{dZ'} \\ U_{k1}(Z) = U_{k2}(Z), \quad q_1 \approx q_2 = q_p \end{cases} \qquad (9)$$

где q_1, q_2 – модуль Юнга материала колеса и рельса.

3. на границе $Z' = h_p$

$$\begin{cases} T_{i\,2}(Z') = T_{i3}(Z'), \quad q_1 \dfrac{dU_{k2}}{dZ'} = G_1^* \dfrac{dU_{\Pi 1}}{dZ'}; \\ U_{k2}(Z') = U_{\Pi 1},\ Z' = h_p \end{cases} \qquad (10)$$

4. на границе $Z' = h_\Pi$

$$\begin{cases} T_{i\,3}(Z') = T_{i4}(Z'), \quad G_1^* \dfrac{dU_{\Pi 1}}{dZ'} = q_\delta \dfrac{dU_{k3}}{dZ'}; \\ U_{\Pi 1}(Z') = U_{k3}(Z'), \quad Z' = h_\Pi \end{cases} \qquad (11)$$

где q_δ - модуль Юнга бетона.

5. на границе $Z' = h_ш$

$$\begin{cases} T_{i\,4}(Z') = T_{i5}(Z'), \quad q_\delta \dfrac{dU_{k\,3}}{dZ'} = G_2^* \dfrac{dU_{П\,2}}{dZ'}; \\ U_{k3}(Z') = U_{П2}, \end{cases} \tag{12}$$

где G_2^* - комплексный модуль вязко-упругости материала прокладки.

6. на границе $Z' = h_{П2}$

$$\begin{cases} T_{i\,5}(Z') = T_{i6}(Z'), \quad G_2^* \dfrac{dU_{П\,2}}{dZ'} = q_ш \dfrac{dU_{k\,4}}{dZ'} \\ U_{П2}(Z') = U_{k4}(Z') \end{cases} \tag{13}$$

Найдем функцию смещения в полимерной прокладке $U_{П2}(Z')$, решив совместно систему уравнений (3) – (7), (8) – (13).

Опуская громоздкие преобразования, запишем функцию смещения $U_{П2}(Z')$ в виде:

$$U_{П2}(Z') = 2A_1 chj\, æ_i \Delta h_p \cdot ch\Gamma_1 \Delta h_1 \cdot chjæ_3 \Delta h_ш \cdot ch\Gamma_2 (h_{П2} - Z') \tag{14}$$

где Δh_p – толщина рельса, Δh_1 – толщина подрельсовой прокладки, $\Delta h_ш$ – толщина шпалы.

Коэффициент ослабления вибрационной волны равен:

$$K_1 = \frac{U_{П2}(Z' = h_{П2})}{U_{k4}(Z' = h_ш)} = ch\Gamma_1 \Delta h_1 \cdot ch\Gamma_2 \Delta h_2 \tag{15}$$

Подставив в (15) выражение (7), получим

$$K_1 = ch\left[\ j\omega \sqrt{\frac{\rho_{П1}}{|G_1^*|}} \Delta h_1 \cos\frac{\delta}{2} - \omega \sqrt{\frac{\rho_{П1}}{|G_1^*|}} \Delta h_1 \sin\frac{\delta}{2}\ \right]$$

$$ch\left[\ j\omega \sqrt{\frac{\rho_{П2}}{|G_2^*|}} \Delta h_2 \cos\frac{\delta}{2} - \omega \sqrt{\frac{\rho_{П2}}{|G_2^*|}} \Delta h_2 \sin\frac{\delta}{2}\ \right] =$$

$$= \left\{ \cos\left[\omega \sqrt{\frac{\rho_{П1}}{|G_1^*|}} \Delta h \cos\frac{\delta}{2} \right] \cdot ch\left[\omega \sqrt{\frac{\rho_{П1}}{|G_1^*|}} \Delta h_1 \sin\frac{\delta}{2} \right] -$$

$$-j\sin\left[\omega\sqrt{\frac{\rho_{П1}}{|G_1^*|}}\Delta h_1\cos\frac{\delta}{2}\cdot-\right]\cdot sh\left[\omega\sqrt{\frac{\rho_{П1}}{|G_1^*|}}\Delta h_1\sin\cdot\frac{\delta}{2}\right]-\Bigg\}\cdot$$

$$\left\{\cos\left[\omega\sqrt{\frac{\rho_{П2}}{|G_2^*|}}\Delta h_2\cos\frac{\delta}{2}\right]\cdot ch\left[\omega\sqrt{\frac{\rho_{П2}}{|G_2^*|}}\Delta h_2\sin\frac{\delta}{2}\right]-\right.$$

$$-j\sin\left[\omega\sqrt{\frac{\rho_{П2}}{|G_2^*|}}\Delta h_2\cos\frac{\delta}{2}\cdot-\right]\cdot sh\left[\omega\sqrt{\frac{\rho_{П2}}{|G_2^*|}}\Delta h_2\sin\frac{\delta}{2}\cdot-\right]-\Bigg\} \qquad (16)$$

Оценим величину K_1 (табл.1,2) для $G_1^*=7\cdot10^9$Па, $\delta = 1$, $\rho_{П1}=\rho_{П2}=1300$ кг/м^3, $\Delta h_1= \Delta h_2= 10^{-2}$м, $\omega = 2\pi f_o$, $f_o = 4, c^{-1}$.

Величина

$$\omega\sqrt{\frac{\rho_{П1}}{|G_1^*|}}\Delta h_1\cos\frac{\delta}{2}\approx8\cdot10^{-5},\quad \cos(8\cdot10^{-5})=1,\quad \sin(8\cdot10^{-5}=0.$$

То есть коэффициент $K_1=1$.

Увеличение толщины полимерной прокладки на порядок и частоты ω в десять раз не приведет к эффекту ослабления амплитуды вибрационной волны. Использование мягкой резины в качестве прокладки не изменит существенно коэффициент K_1.

Для получения эффекта ослабления $U_{П2}(z')$ необходимо использовать композиционные материалы (микропористая резина, песок или щебень в резине), имеющие угол потерь $\delta \approx \pi$.

На границе раздела z = 0 уравнение волны имеет вид:

$$U_{П2}(z) = 2A_1 chr_2(h_{П2} - 2) \qquad (17)$$

Величины chjæ$_1$h$_2$, chjæ$_3\Delta h_ш$, входящие в (14), для значений модуля Юнга для стали и бетонной шпалы близки к 1. Поэтому значение амплитуды волны на границе z = 0 равно:

$$U_{П2}(0) = 2A_1 \qquad (18)$$

Теперь перейдём к анализу распространения волны в резонаторе 2. Запишем граничные условия для резонатора 2.

1. На границе z = 0

$$\begin{cases} T_{21}(z) = T_{16}*\alpha,\ q_{щ} d\, U_{к}/dz = \alpha G_2 * d\, U_{п2}/dz \\ U_{к21}(z) = \alpha\, U_{п12}(z) \end{cases} \qquad (19)$$

где α – коэффициент, учитывающий изменение площади и геометрии контакта полимерной прокладки 2 и щебня (рис.3), α < 1, $q_{щ}$ – модуль Юнга щебеночной призмы. Диссипацией энергии в насыпном материале пренебрегаем.

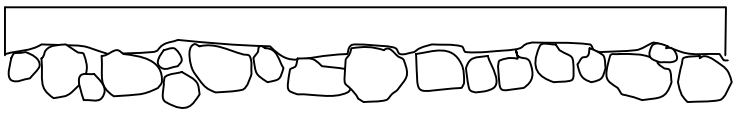


Рис.3. Вид контакта полимерной прокладки со щебнем

Процесс передачи энергии волны через границу z = 0 достаточно сложный. На криволинейной границе одномерный тензор напряжения T_i переходит в трехмерный $T_{x,y,z}$. Волна, на участках полимерной прокладки не контактирующей со щебнем, отражается на границе полимер – воздух, её энергия рассеивается в виде тепла. Причем, чем больше отличие границы контакта от плоскости, тем меньше перенос энергии по нормали z и больше рассеивание энергии по координатам x, y.

Диссипация энергии продольной волны в сыпучих минеральных материалах заключается в разрушении кристаллической решетки острых граней и выступов на поверхности щебня и в основном определяется формой гранул, количеством острых граней и степенью упаковки призмы.

При гексагональной упаковке (рис.4.) каждая гранула имеет шесть соседей в плоскости z = 0 и столько же в плоскости z = $d_{ср,}$, где $d_{ср}$ - средний размер гранулы - элемента насыпного материала, и одну частицу в слое z = $2d_{ср}$. В результате напряжение T_z, действующее на границу в слое z = 0, расщепляется на семь векторов, и величина напряжения T_z уменьшается в 3/7 раза. Таким образом, в сыпучих материалах наблюдается эффект «расширения» площадки приложения тензора напряжений и диссипация части энергии волны по координатам x, y.

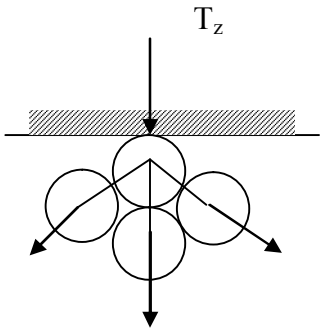


Рис.4. Схематическое изображение эффекта
«расширения» площадки приложения тензора напряжений

Для других типов упаковки с частицами размером от 20 до 65 мм величина уменьшения напряжения T_z может составлять 0,3 – 0,5.

Если отсыпать щебеночную призму с уменьшающимися по размеру гранулами вдоль координаты z, то величина уменьшения напряжения T_z может достигать 0,1 – 0,04 на глубине 0,4 – 0,5 м.

Коэффициент α в системе уравнений (19) учитывает не только геометрию контакта полимерной прокладки и щебня, но и эффект уменьшения напряжения T_2 в сыпучих материалах.

Решая совместно уравнения (18), (19), находим

$$U_{K1}(Z) = 2\alpha A_1 \cdot chj æ_ш(Z) \tag{20}$$

$æ_щ$ – волновое число для щебня.

2. На границе $Z=h_щ$

$$\begin{cases} T_6(Z) = q_3 \dfrac{dU_{K1}}{dZ} = T_7(Z) = \beta G_3^* \dfrac{dU_{П3}}{dZ} \\ U_{K1}(Z) = U_{П3}(Z), \quad Z = h_щ \end{cases} \tag{21}$$

где β – коэффициент, учитывающий изменение геометрии на границе $z=h_щ$.

Решая системы уравнений (21) имеет вид:

$$U_{П3}(Z) = 2\alpha\beta A_1 ch\Gamma_3 (Z - h_{П3}) \tag{22}$$

Множителем $chj æ_щ h_{П3} \approx 1$ пренебрегаем.

3. На границе $Z=h_{П3}$

$$\begin{cases} T_7(Z) = \beta G_3^* \dfrac{dU_{П3}}{dZ} = T_8(Z) = \gamma q_4 \dfrac{dU_{K2}}{dZ} \\ U_{П3}(Z) = U_{K2}(Z), \quad Z = h_{П3} \end{cases} \tag{23}$$

где γ – коэффициент, учитывающий отличие геометрии контакта прокладки и песка от плоскости. Для малых гранул песка γ=1.

Решая совместно уравнения (22), (23) относительно $U_{K2}(z)$, находим:

$$U_{K2}(z) = 2\alpha\beta A_1 ch\Gamma_3 \Delta h_{П3} * chj æ_П(z - h_г) \tag{24}$$

Множитель в (24) $ch\Gamma_3\Delta h_{П3} \approx 1$. Уравнение функции смещения вибрационной волны, переходящей в грунт, для основной гармоники будет иметь вид:

$$U_{К3}(z) = 2\alpha\beta A_1 \cos\omega\tau \qquad (25)$$

Решим задачу для варианта 2, для которого щебеночная призма помещается в бетонный короб, короб устанавливается на пружинные виброгасители. Аппарат механики сплошных сред для этого случая не пригоден.

Из теории колебаний механических систем с сосредоточенной массой m_0 известно [4], что коэффициент передачи амплитудного значения смещения подвески равен:

$$\lambda = 1 / (1 - \omega^2/\omega_0^2) \qquad (26)$$

где $\omega_0 = (c/m_0)^{0,5}$ – собственная частота колебаний механической системы, c – жесткость пружины, m_0 – полная масса механической системы. Для $m_0 = 4\cdot10^{+4}$ кг, $c = 1{,}5*10^7$, находим $\omega_0 = 3$ Гц. Для частоты f =4 Гц демпфирования наблюдаться не будет. При скоростях движения 50–60 км/час будет наблюдаться резонанс, т.е. увеличение амплитуды в 2,8 раза (рис. 4).

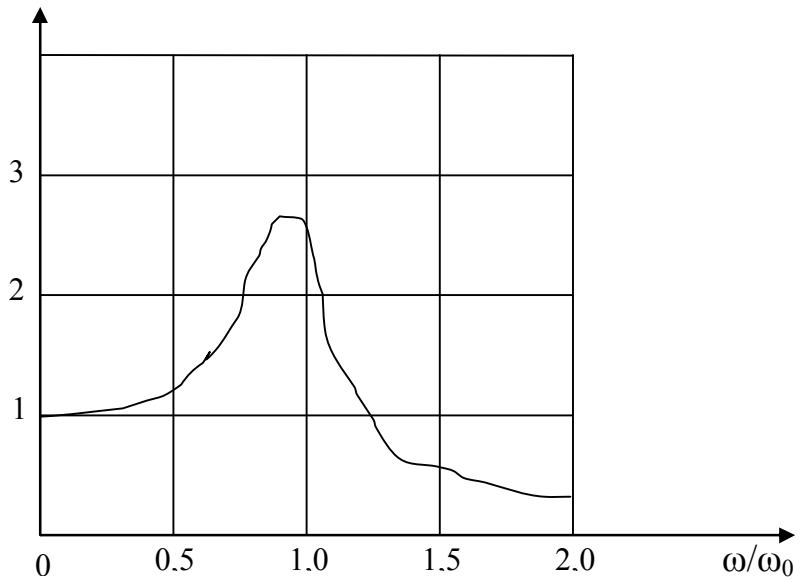


Рис. 4. Зависимость коэффициента передачи λ от частоты ω

Выводы

1. Для скоростей движения составов 80 км/час частота основной гармоники вибрационной волны близка f = 4 Гц.
2. Для инфра низких вибрационных волн использование полимерных прокладок с модулем Юнга 7·106 Па, как показало моделирование, не приводит к эффекту уменьшения амплитуды вибрационной волны.
3. Эффект ослабления вибрации грунта под железнодорожным полотном

с использованием обычных полимерных прокладок начинается с 300 Гц и выше. Для поглощения вибрационных волн с частотой менее 300 Гц необходимо использовать дисперсные материалы: щебеночную призму, дисперсные полимерные прокладки, рассеивающие вибрационные волны на неоднородностях своей структуры.

4. Механические демпферы для инфра низких вибрационных волн не эффективны, более того, возможны резонансные явления и, следовательно, увеличение амплитуды в несколько раз по сравнению с первоначальной.

Таблица 1

Механические характеристики материалов, используемых в верхнем и нижнем строении пути

№ п/п	Материал среды	Модуль Юнга, Па*10^{+10}	Скорость распространения волны, м/с	Постоянная затухания, непер/см
1.	Сталь	21,0	6000	0,049
2.	Бетон	3,0	5000	~0,02
3.	Песок	2,5	2920	-
4.	Сосна	0,9	3600	-
5.	Резина мягкая	$5*10^{-4}$	1600	0,35
6.	Полистирол	0,14	2350	0,23
7.	Резина-прокладка	0,7	2500	0,15
8.	Поливинил хлорид	0,2	2680	1,15

Таблица 2

Волновые характеристики материалов

№ п/п	Материал среды	Волновое число æ	Коэффициент Ω_i
1.	Сталь	~ $4*10^{-3}$	сталь/резина $\Omega \approx 0,087$
2.	Бетон	~ $5*10^{-3}$	
3.	Песок	~ $8*10^{-3}$	сталь/мягкая резина $\Omega \approx 2*10^{-3}$
4.	Резиновая прокладка	~ 10^{-2}	
5.	Резина мягкая	~ $1,5*10^{-2}$	бетон/резина $\Omega \approx 0,3$
6.	Сосна	~ $7*10^{-3}$	

Литература

1. Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике. Под общей редакцией И.Г. Арамановича. Изд. второе. Издательство «Наука», Главная редакция физико-математической литературы. Москва, 1979. – 720 с.
2. В. Филиппов. Релаксация в растворах полимеров, полимерных жидкостях и гелях. – в кн.: Физическая акустика. Под. ред. Мезона У. – М.: Мир, 1969, 2, часть Б, с. 9 – 109.
3. Т. Литовиц, К. Девис. Свойства газов, жидкостей и растворов. – в кн.: Физическая акустика. Под ред. Мезона. У. – М.: Мир, 1968, 2, часть А, с.298 – 370.
4. Ф.М. Диментберг, К.В. Фролов. Вибрация в технике. – М.: Издательство «Знание», 1987. – 160 с.

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НАСЕЛЕНИЯ, ПОДВЕРГАЮЩЕГОСЯ КУМУЛЯТИВНОМУ ВОЗДЕЙСТВИЮ АВИАЦИОННОГО ШУМА

Богомолов А.В.[1], Кукушкин Ю.А.[1], Солдатов С.К.[1], Ахметзянов И.М.[2], Зинкин В.Н.[2], Шешегов П.М.[3]

ФГУ «Государственный научно-исследовательский испытательный институт военной медицины Министерства обороны Российской Федерации», г. Москва, Россия (1)

ФГУ «Государственный научно-исследовательский испытательный институт военной медицины Министерства обороны Российской Федерации», г. Санкт-Петербург, Россия (2)

ФГУ «Государственный научно-исследовательский испытательный институт военной медицины Министерства обороны Российской Федерации», г. Ахтубинск, Россия (3)

В реестре Международной организации гражданской авиации (ИКАО) значится более 27 тысяч магистральных и региональных самолетов, в том числе около 4,5 тысяч, построенных в России и Украине. Прогностические расчеты указывают на ускоренное развитие авиационного транспорта в мире: считается, что к 2025 году регулярные авиарейсы будут выполнять более 60 тысяч самолетов.

Анкетирование авиационных специалистов и жителей, проживающих вблизи аэропортов, показало, что наиболее неблагоприятными факторами для них являются акустический шум (100% опрошенных), выхлопные газы (81%), работа с горюче–смазочными материалами (65%), микроклиматические условия (55%), электромагнитные излучения радиодиапазона (20%) [1–5]. Авиационный шум является на сегодня одной из наиболее актуальных проблем крупных городов России, количество жалоб населения на шум от пролетающих самолетов неуклонно растет [2, 3]. Также в течение многих лет продолжает оставаться на ведущих позициях среди работников авиационного транспорта такая профессиональная патология, как нейросенсорная тугоухость, являющаяся проявлением вредного действия шума [1, 2, 6]. Эта проблема усугубляется отсутствием в авиации табельных средств индивидуальной защиты от шума [4, 6–8].

Акустические аспекты экологической обстановки на рабочих местах авиационных специалистов и на территориях, прилегающих к аэропортам, аэродромам и авиационным предприятиям

На рабочих местах инженерно–технического состава в зависимости от типа обслуживаемого летательного аппарата общий уровень звукового давления в инфразвуковом диапазоне частот колеблется от 102 до 107,5 дБ, что выше предельно допустимого уровня на 2…7,5 дБ, а в области звуковых частот – 109,7…124 дБ. Уровень шума находится в диапазоне 108…126 дБА [4, 5]. При минимальной акустической нагрузке за летную смену эквивалентный уровень шума колеблется 94…111 дБА, а при максимальной –95…118 дБА, превышая предельно допустимый уровень на 14…38 дБА [4–6]. Максимальные значения показатели шума выявлены на рабочих местах авиационных специалистов при обслуживании турбовинтовых самолетов.

Исследование спектрального состава шума, образующегося при работе двигателей и основного оборудования летательных аппаратов, показало, что в нем представлены частоты в широком диапазоне от нескольких Гц до нескольких десятков кГц. Спектр шума реактивного двигателя преимущественно занимает широкую полосу частот 1…20 кГц с максимумом в области 5…10 кГц [4–6]. У винтовых авиационных двигателей спектр шума сосредоточен в области от 100 Гц до 8 кГц с максимумом в области 2…4 кГц [4–6].

Доза шума, в зависимости от типа летательных аппаратов в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 500…8000 Гц достигает 4400…78000 $Па^2 \times с$. При минимальной акустической нагрузке за летную смену относительная доза шума составляет 8…490 ед., максимальной –10…1963 (при допустимом значении, равном 1). Вклад инфразвукового диапазона (2…16 Гц) в дозу шума составляет 10…27%, низкочастотного диапазона (2…250 Гц) – 14…36%, то есть прирост за счет низкочастотного шума незначителен. Основная доля дозы шума при работе авиационных двигателей приходится на область средних и высоких частот (500…8000 Гц) [4, 8].

В соответствии с руководством Р 2.2.2006–05, условия труда авиационных специалистов по фактору «шум» соответствуют вредному (3.2–3.4) и опасному (4) классам, по фактору «инфразвук»–вредному (3.1–3.2) [1, 3, 4–6, 8].

Эксплуатация аэропортов сопровождается интенсивным шумовым воздействием на прилегающие территории. Максимальный уровень шума в жилых кварталах (на стороне, обращенной к аэродрому) достигает 90…92 дБА, эквивалентный уровень – 75…85 дБА. Максимальная шумовая нагрузка в жилых районах вдоль трасс воздушных судов достигает 85…103 дБА. В ночное время, при отсутствии полетов, уровень шума на большей части территорий не превышает 55 дБА.

Измерения за период 24 часа показали, что круглосуточное движение воздушных судов создает акустические условия, при которых средние максимальные уровни значительно – на 10…20 дБА – превышают фоновые. В течение суток наименьшие почасовые эквивалентные уровни звука наблюдаются в период

с 1 до 4 ч, наибольшие – с 7 до 18 ч. Население, проживающее на расстоянии до 2 км от аэропортов, получает суточную дозу шума, в 3 раза превосходящую допустимую величину [1, 4, 5, 7].

К факторам, влияющим на шумовой режим населенных пунктов, относятся: расстояние от взлетно–посадочной полосы, частота полетов самолетов, типы самолетов, базирующихся на данном аэродроме, высота и скорость полета. Результаты исследований показали, что с увеличением высоты пролета самолетов уровни шума на местности уменьшаются.

Состояние здоровья и заболеваемость авиационных специалистов и населения территорий, прилегающих к аэропортам, аэродромам и авиационным предприятиям

Показатели морбидности авиационных специалистов проанализированы путем сравнения с контрольной группой лиц, не подвергающихся профессиональному воздействию шума. Так, число случаев первичной заболеваемости с временной утратой работоспособности на 100 работающих у авиационных специалистов составило 66,1±7,5, а в контроле–43,8±0,6 (p<0,05), число случаев трудопотерь 73,3±11,6 и 53,2±2,9 (p>0,05) и число дней трудопотерь – 655,3±44,9 и 431,8±7,2 (p<0,05) соответственно [1, 4, 8]. Таким образом, в соответствии с общепринятой методикой оценки заболеваемости, уровень заболеваемости с временной утратой работоспособности в контрольной группе квалифицирован, как «низкий» и «очень низкий», у авиационных специалистов–«ниже среднего».

В структуре заболеваемости преобладали следующие классы болезней: органов дыхания (41,1% у авиационных специалистов и 29,0% в контроле), системы кровообращения (11,4% и 2,8% соответственно), органов пищеварения (10,5% и 7,1%), кожи и подкожной клетчатки (6,5% и 3,0%), нервной системы (6,5% и 4,1%) [1–5]. Анализ структуры заболеваемости у авиационных специалистов показал более высокие значения показателей по следующим классам болезней: нервной системы – в 2,8 раза (p<0,05); глаз – в 2,6 раза (p>0,05); органов кровообращения – в 4,7 раза (p<0,05); органов дыхания – в 1,6 раза, (p>0,05); органов пищеварения – выше в 2,1 раза (p<0,05); кожи и подкожной клетчатки – выше в 3,1 раза (p<0,05) [1–5]. У авиационных специалистов показатели заболеваемости, связанной с болезнями, характеризующимися повышенным артериальным давлением, такими как нейроциркуляторная дистония и артериальная гипертензия, также были выше в 3,9 раза (p<0,05), по сравнению с контрольной группой [1–4].

Выявленное увеличение показателей заболеваемости органов кровообращения, нервной системы и пищеварения у авиационных специалистов соответствует существующим представлениям о механизме действия интенсивного шума на организм человека. Развитие болезней органов дыхания, глаз, а также кожи и подкожной клетчатки, можно объяснить воздействием инфразвука на организм человека.

Полученные результаты, позволяют утверждать, что повышенный уровень общей заболеваемости авиационных специалистов является следствием сочетанного действия высокоинтенсивного шума и инфразвука, поэтому в структу-

ре заболеваний преобладают болезни, характерные как для действия шума (болезни органов кровообращения и пищеварения), так и инфразвука (болезни органов дыхания, нервной системы, глаз, кожи и подкожной клетчатки).

При анализе состояния здоровья населения, проживающего вблизи аэропортов, исследована общая медико–демографическая ситуация, выполнена донозологическая диагностика и изучена заболеваемость взрослого и детского населения.

В структуре причин смертности населения на территории влияния аэропортов ведущие ранговые места принадлежат сердечно–сосудистым заболеваниям (62,7%), злокачественным новообразованиям (15%), травмам и отравлениям (14%). Темп прироста смертности составляет от сердечно–сосудистых заболеваний +2,4%, в том числе от ишемической болезни сердца (ИБС) +1,5%, и от злокачественных новообразований +9,1% [1–5]. Показатель общей смертности в 1,3 раза выше, чем в условно чистой зоне. Аналогичные результаты получены по смертности от сердечно–сосудистой патологии. Смертность от ИБС на территории влияния выше, чем для условно чистой территории в 1,4 раза. Как видно, общая медико–демографическая обстановка в целом на исследуемой территории характеризуется как неблагоприятная.

Общую заболеваемость населения характеризуют показатели обращаемости за медицинской помощью: в пределах 66…110 случаев на 100 человек. В структуре заболеваемости лидируют болезни органов дыхания–22,6%, болезни органов кровообращения – 20,4%, болезни нервной системы и органов чувств – 18,9%, болезни мочеполовой системы – 7,4%. Отмечается рост заболеваемости по болезням эндокринной системы – 53%, системы кровообращения – 21,1%, нервной системы – 9,2%, чаще наблюдаются гипертоническая болезнь и вегетососудистые нарушения [1–4]. Повышение артериального давления практически по всем возрастным категориям выявляется чаще, чем в контрольной зоне. У взрослых уровень систолического артериального давления составляет 140…180 мм рт. ст., а диастолического – 90…100 мм рт. ст. Отмечаются также более высокие показатели заболеваемости по классу болезней нервной системы (54 и 5,9‰ соответственно) и сердечно–сосудистой системы (16,3 и 19,8 ‰) [1, 4, 5].

К неблагоприятной тенденции в изменении динамики состояния здоровья населения, проживающего вблизи аэропортов, следует отнести рост хронической заболеваемости, которая за 10 лет выросла на 16,3%, новообразований – на 137,2%, увеличение числа больных, состоящих на диспансерном учете с болезнями эндокринной системы – на 12,7%. Наблюдается снижение удельного веса здорового населения [1–5].

При оценке физического развития школьников, проживающих в зонах воздействия аэропортов, по данным углубленных медицинских осмотров выявлено отставание в физическом развитии, на что указывает снижение роста, массы тела и окружности грудной клетки. Психофизиологические исследования установили, что в зоне влияния аэропорта в условиях высоких уровней авиационного шума умственная работоспособность детей к концу учебной недели снижается. В ходе гигиенических исследований у детей выявлены нарушения функционального состояния центральной нервной системы, сердечно–сосудистой системы и органа слуха.

При исследовании показателей здоровья детей выявлен ежегодный прирост заболеваемости по следующим классам болезней: система кровообращения на 17,4%, эндокринная система – 13%, нервная система – 16,8%, органы пищеварения – 9,3% и мочеполовая система – 28,7%. За десятилетний период увеличилось число детей, состоящих на диспансерном учете с патологией мочеполовой системы – на 23,7%, органов дыхания – 11,6% и пищеварения – в 2,5 раза [1–3].

При диспансерном обследовании детей дошкольного и школьного возраста обнаружены донозологические изменения со стороны сердечно–сосудистой и нервной систем, проявляющиеся в повышенной утомляемости, местных и общих вегетативно–сосудистых расстройствах. Отрицательное влияние акустической нагрузки на уровень здоровья детей подтверждается таким интегральным показателем, как индекс здоровья (число не болевших на 1000 детей). В «тихом районе» отмечен более высокий индекс здоровья, меньший уровень заболеваемости по обращаемости за медицинской помощью (как в целом, так и по отдельным классам болезней), уменьшение числа многократно болевших детей.

Оценка рисков здоровью, обусловленных действием авиационного шума

В настоящее время для определения степени нарушения здоровья у работающих на различных видах производств все чаще стали использовать методы установления профессионального риска [2, 5–9]. Расчет статистических показателей профессионального риска по данным заболеваемости проведен в соответствии с «Методическими рекомендациями по оценке профессионального риска по данным периодических медицинских осмотров». Для доказательности профессионального заболевания использовали статистический показатель категория риска профзаболевания (КР), а профессионально обусловленных заболеваний–отношение шансов (OR), относительный риск (RR), этиологическая доля (EF), категория связи с работой (КС). В таблице 1 представлены показатели, позволяющие дать количественную оценку степени связи заболеваний авиационных специалистов с их профессиональной деятельностью.

Таблица 1

Оценка степени связи заболеваний авиационных специалистов, подвергающихся воздействию интенсивного авиационного шума

Класс болезней	Показатели риска			
	OR	RR	EF	КС
Болезни нервной системы	3,1	2,9	65%	Высокая
Болезни глаз	1,5	1,5	34%	Средняя
Болезни уха	6,1	5,7	82%	Почти полная
Болезни органов кровообращения	5,0	4,2	76%	Очень высокая
Болезни органов дыхания	1,9	1,4	32%	Малая
Болезни органов пищеварения	1,6	1,5	35%	Средняя
Болезни кожи	3,6	3,3	69%	Очень высокая

Среди всех заболеваний авиационных специалистов болезни органов дыхания имеют саму слабую («малую») связь с работой, болезни глаз и органов пищеварения – «среднюю», болезни нервной системы – «высокую», болезни органов кровообращения и кожи – «очень высокую». Полученные показатели позволяют утверждать, что болезни органа слуха, выявленные у этих специалистов, относятся к профессиональным заболеваниям, а болезни органов дыхания, глаз, пищеварения, нервной системы, органов кровообращения и кожи–к профессионально обусловленным заболеваниям.

Таким образом, на основании гигиенической оценки условий труда, результатов периодических медицинских осмотров и клинического обследования показано, что длительное воздействие интенсивного широкополосного авиационного шума на рабочих местах авиационных специалистов связано с высоким риском развития профессиональной патологии.

Применение методов оценки риска с расчетом коэффициентов опасности, интенсивности комплексного загрязнения окружающей среды, с учетом численности населения, находящегося под техногенным воздействием аэропортов, позволило установить и оценить риск дополнительной заболеваемости от воздействия вредных факторов окружающей среды. Установлено, что заболеваемость хроническим фарингитом регистрируются чаще в 1,2 раза, бронхитом – в 1,4, бронхиальной астмой – в 1,5 раза на территориях с повышенной техногенной нагрузкой, чем на условно тихих территориях [1–5].

Заболеваемость детского населения на территориях влияния аэропортов (по данным наблюдения за пятилетний период) превышает показатели заболеваемости детей, проживающих на условно тихой территории практически по всем классам болезней, в том числе по показателям врожденных аномалий–в 2,1 раза, костно–мышечной системы – в 2,2 раза. Вблизи аэропортов процент часто болеющих детей в 2,8 раза выше.

При сравнительном анализе заболеваемости стандартизованных показателей выявлены достоверные различия между зонами наблюдения по частоте случаев заболеваний. Соотношение средних многолетних показателей заболеваемости в зонах наблюдения и общегородских фоновых уровней, положены в основу ранжирования селитебных территорий по степени реального риска. Уровень заболеваемости населения в зоне влияния аэропортов превышает показатель в условно тихой зоне в 1,2…1,4 раза как в целом, так и по отдельным классам болезней (числу новообразований, заболеваний органов кровообращения, дыхания, пищеварения).

При изучении причинно–следственной связи между заболеваемостью и факторами среды обитания выявлена прямая сильная корреляционная зависимость между заболеваемостью населения и шумовым загрязнением окружающей среды (r = 0,83…0,93) [1, 5–7, 10].

В процессе определения риска для здоровья осуществлялась идентификация опасности факторов окружающей среды, устанавливалась зависимость «доза–ответ» и характеризовался риск. При рассмотрении возможности развития специфической патологии (тугоухости) в результате авиационного шумового

воздействия на население, установлено значение относительного риска 0,574, а неспецифической патологии – 4,2, что значительно выше приемлемого уровня (1,0). В результате комплексного исследования определена ориентировочная граница неблагоприятного воздействия аэропортов на здоровье населения, составившая 2 км.

Проведенные исследования позволяют утверждать, что в настоящее время шумовой фактор на рабочих местах авиационных специалистов и населения территорий, прилегающих к аэропортам, аэродромам и авиационным предприятиям, является главным фактором риска развития специфической и общей соматической патологии, требующим проведения постоянного экологического и социально–гигиенического мониторинга и осуществления соответствующих профилактических медицинских мероприятий.

Литература

1. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Кукушкин Ю.А., Афанасьев Р.В., Богомолов А.В., Ахметзянов И.М., Свидовый В.И., Пирожков М.В. Гигиеническая оценка условий труда работников «шумовых» профессий авиаремонтных заводов // Медицина труда и промышленная экология. – 2008. – № 4. – С. 40 – 42.
2. Измеров Н.Ф., Суворов Г.А., Прокопенко Л.В. Человек и шум. – М.: ГЕОТАР–МЕД, 2001. – 384 с.
3. Фокин М.В., Новиков С.М., Беспалов М.С., Ретеюм А.Ю., Оселедец Е.Ю., Прокопенко Л.В., Пальцев Ю.П., Успенская Т.М. Оценка риска для здоровья населения от воздействия авиационного шума // Гигиена и санитария. – 2009. – № 5. – С. 29 – 32.
4. Щербаков С.А., Кирий С.В., Кукушкин Ю.А., Солдатов С.К., Богомолов А.В. Результаты исследований акустической обстановки на рабочих местах инженерно – технического состава авиации // Проблемы безопасности полетов. – 2007. – № 3. – С. 27 – 32.
5. Ушаков И.Б., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В. Физиология труда и надежность деятельности оператора. – М.: Наука, 2008. – 318 с.
6. Зинкин В.Н., Солдатов С.К., Богомолов А.В., Шведов А.П. Обоснование использования специалистами средств индивидуальной защиты при воздействии авиационного шума // Информатика и системы управления. 2009. – № 4. – С. 139 – 141.
7. Зинкин В.Н., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В., Солдатов С.К., Алексеенко М.С. Исследование эффективности средств индивидуальной и коллективной защиты от шума на основе оценки потенциальной ненадежности профессиональной деятельности авиационных специалистов // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – №11. – С. 2 – 6.
8. Кирий С.В., Кукушкин Ю.А., Богомолов А.В., Солдатов С.К., Щербаков С.А., Зинкин В.Н., Шишов А.А. Методика оценивания умственной работоспособности и надёжности профессиональной деятельности

специалистов, подвергающихся воздействию авиационного шума // Биомедицинская радиоэлектроника. – 2008. – № 1 – 2. – С. 50 – 56.

9. Ушаков И.Б., Евдокимов В.И., Горячкина Т.Г., Богомолов А.В. Методико – методологические рекомендации авторам инноваций по диагностике функционального состояния человека – оператора // Технологии живых систем. № 3. – 2006. – С. 33 – 38.
10. Федоров М.В., Богомолов А.В., Айвазян С.А., Цыганок Г.В. Технология планирования многофакторных экспериментальных исследований и построения эмпирических моделей комбинированных воздействий на операторов эргатических систем // Информационно–измерительные и управляющие системы. – 2010. – № 5. – С. 53 – 61.

INTERNATIONAL EXPERIENCE OF ADVANCED EDUCATION IN BUILT ENVIRONMENT ACOUSTICS

Andrey V. Vasilyev[1], *L. Maffei*[2]
Togliatti State University, Togliatti, Russia (1)
Second University of Naples, Aversa, Italy (2)
NIL9@tltsu.ru

ABSTRACT

Widely "Built Environment" may be considered as definition including all environmental areas impacted by man. Due to a lot of different applications, study of acoustic issues of built environment is sophisticated task. Knowledge of built environment acoustics is not restricted only by university programs level, but requires also continuous education for engineers, designers, architects etc. In this paper the authors present an international experience of advanced education in built environment acoustics on the example of international summer school organized by the Second University of Naples and Togliatti State University with the contribution of the Italian Ministry of University and Research and opened to graduated students from Italy and Russia. Several educational modules are determined: - multicriteria representation of the build environment; - soundscape preservation and noise control technologies; - structural safety of buildings; - structure and modern approaches to environmental monitoring of buildings; - monitoring of physical pollutions of buildings and of urban territories; - calculation of sanitary protective zones for buildings and living areas etc. Each module has 2 credit units. For teaching to each module methodical materials have been developed: lections, laboratory workshops, methods of teaching to practical skills of noise and vibration measurements of different sources in open environment, inside of buildings, in industrial cites etc. Professional competences are discussed.

1. INTRODUCTION

It is well known that due to the rapid growth of industry and standard of life of mankind the problem of environmental protection became more and more important. In many cases, the environmental problems of these nations lead to direct health hazards of their citizens. Environmental pollution problems are not restricted only by local places, but should be considered from a global point of view.

Widely we main define all environmental areas impacted by man as "Built Environment". Among of the man-caused environmental impact factors such well-known

factors as air pollution, water pollution, waste impact factors. The problem of such factors negative impact to the man and environment is known for the long period of time. For the last period the problem of physical pollutions (like noise, vibration, electromagnetic fields, ionization etc.) impact is arising as one of the most serious environmental problems, especially for the large cities.

Noise and vibration are rather specific pollutions of built environment. Among of the main noise and vibration sources are transport flows and energetic plans of industrial enterprises. Increased noise levels are occurs in significant part of city's living territory. The scales of acoustical pollution are impressible. In united Europe approximately 400 million people are affected by noise with increased level [1].

In the treatment of environmental problems (including noise and vibration problems), as well as in environmental cooperation between Russia and West Europe, considerable deficiencies in strategy and coordination exist. In the countries themselves, measures in different areas of policy are not being well coordinated to one another. In particular, it is still not being acknowledged that economic and environmental policies, i.e., economy and ecology, are to be conceptually related with one another. Also the various initiatives in East-West cooperation are often not harmonised with one other.

Evidently, environmental education role is increased and nature can only be protected effectively if all individuals act in a responsible manner. The creation of environmental awareness and provision of environmental education therefore represent important instruments of an environment policy geared towards precautionary action.

Due to a lot of different applications, study of acoustic issues of built environment is sophisticated task. Knowledge of built environment acoustics is not restricted only by university programs level, but requires also continuous education for engineers, designers, architects etc. In this paper the authors present an international experience of advanced education in built environment acoustics on the example of international summer school organized by the Second University of Naples and Togliatti State University with the contribution of the Italian Ministry of University and Research and opened to graduated students from Italy and Russia.

2. Review of educational modules and didactic materials

In framework of international summer school "Built environment: representation, protection and safety" several educational modules are determined:

– Multicriteria representation of the build environment;
– Soundscape preservation and noise control technologies;
– Structural safety of buildings;
– Structure and modern approaches to environmental monitoring of buildings;

– Monitoring of physical pollutions of buildings and of urban territories;
– Calculation of sanitary protective zones for buildings and living areas etc.

Each module has 2 credit units and contains some issues of noise and vibration control.

For teaching to each module methodical materials have been developed: lections, laboratory workshops, methods of teaching to practical skills of noise and vibration measurements of different sources in open environment, inside of buildings, in industrial cites etc.

Let us describe briefly some examples of educational modules development and noise and vibration issues content.

Monitoring of physical pollutions of buildings and of urban territories

In this educational module different approaches to noise and vibration monitoring are considered [2, 3, 9 etc.]. E.g. according to the Russian experience noise of urban territories is evaluated according to hygiene requirements, stated by valid sanitary norms (Sanitary Norms 2.2.4/2.1.8.562-96 [7] Russian State Standards [5 etc.] and Building Norms and Rules [4]. Normative parameters for unstable noise are equivalent sound levels L_{Aecv} and maximal sound levels $L_{A\max}$, dBA. There are different noise values norms for different operational processes, but in any case noise levels must be lower than 80 dBA.

According to the requirements of Russian Building Norms and Rules 23-03-2003 [4] building projects must include the measures for protection from noise. In part "Technological solutions" (for industrial enterprises) during choosing of technological equipment it is necessary to prefer low noise equipment. Disposition of technological equipment it is necessary to carry out taking into consideration noise reduction at workers positions in buildings and on the territories by application of rational architectural-planning solutions. In part "Building solutions" (for industrial enterprises) on the basis of acoustical calculations of expected noise at workers positions it is necessary to calculate and design building-acoustical measures for protection from noise. In part "Architectural-building solutions" (for objects of housing-civil construction) project solutions should be stated on the basis of calculations of sound insulation of protecting buildings constructions. In part "Engineering equipment" project solutions should be stated on the basis of calculations of vibration and sound insulation of engineering equipment. Town planning documentation must include part "Protection from noise".

For industrial and energetic enterprises with maximal linear dimensions up to 300 meters it is necessary to take into consideration equivalent levels of sound power L_{Wecv} and maximal levels of sound power $L_{W\max}$ in 8-octave frequency bends with mean geometrical frequences 63 - 8000 Hz and factor of source directivity for the point of observation Φ (we admitting $\Phi = 1$, if factor of source directivity is not known).

Vibration levels in Russia are evaluated according to hygiene requirements, stated by valid sanitary norms (Sanitary Norms 2.2.4/2.1.8.562-96 [8], Russian State Standards [6 etc.] and Building Norms and Rules [4]. Hygienic vibration estimation parameters are vibration velocity v and it logarithm levels L_v and vibration accelerations in octave and 1/3 octave frequency bands. It is also admitted integral vibration estimation for all frequency range of vibration and estimation of vibration dose D according to the time of vibration impact. For estimation of vibration levels of technological equipment also vibration displacements and it amplitudes are using as normative parameters.

In order to illustrate different approaches to noise and vibration monitoring in West Europe and in Russia some case-studies have been developed. For example, case-studies are devoted to experience of noise monitoring in living territories and at industrial sites.

Soundscape preservation and noise control technologies

In order to make a soundscape of built environment it is necessary to describe noise propagation at some territory. Propagation of noise in urban territory is difficult process, characterizing by such phenomena as divergence of sound waves, superposition (interference), diffraction, refraction, reflection, scattering, absorption by the elements of external medium etc. All these phenomena making significant influence on the sound field of living area and must be taking into account under noise calculation process.

In modern multi-stored building of living territories near to highways with long houses and front houses arrangement along the streets reduction of sound level is determined mainly by divergence and by screening effect. In little-stored building effect of screening is slight, role of sound reflection is increased, significant role is gaining surface type of the territory, and main input is given by the straight sound energy, or sound energy, diffracted on buildings butt-ends. Some influence to noise propagation may give greenery: trees, shrubs. Significant influence to noise propagation inside of living territories exercise the screens: solid walls, land embankments, slopes of hollows etc. Noise propagation inside of the living houses is occurs through the protective constructions, total sound isolation of which is determined by the most weak elements, and first of all by windows and by balcony doors.

Didactic module contains mathematical model descriptions for different kinds of noise sources. E.g. transport flow is presented as a model, consisting of indefinite number of incoherent noise source of equal sound power, situated on one straight line on the equal distance each from other. In general such noise source is considered as complex source of pseudocylindrical sound waves (sound pressure level of which is reduced for every doubling of distance in limits from > 3 up < 6 dB depending on the distance between noise sources). Differential equation of such waves propagation is following:

$$\frac{\partial^2}{\partial}\frac{p}{t^2} = c^2\left[\frac{1}{r^n}\{\frac{\partial}{\partial r}r^n\frac{\partial p}{\partial r}\}\right], \quad (1)$$

Where $1 < n < 2$.

If n = 1, we have equation of propagation of cylindrical waves, if n = 2 – equation of propagation of spherical waves.

Transport flow (independently on it density) may be also considered as linear noise source, what is significantly simplifies calculations. But it should be bear in mind, that this admission is valid only for the cases when noise characteristic of flow is equivalent sound level for the period of time, exceeding duration of vehicle passing. Square of sound pressure at the distance r from linear noise source is expressed as:

$$p^2 = \frac{W\rho c}{2\pi r}, \quad (2)$$

Sound pressure level (dB) with its location on the acoustically rigid surface L_p is determined by equation:

$$L_p = L_W - 10\lg 2\pi r, \quad (3)$$

Here are only few examples of development of didactic materials for teaching to noise and vibration issues of built environment.

3. Professional competences of advanced education in built environment

According to Bologna Declaration, education assumes to use credit-modules system and to determine precisely professional competences of students and others. In framework of international summer school "Built environment: representation, protection and safety" professional competences have been determined for every professional module.

Let us point out main professional competences of some modules considering also acoustical issues.

Module "Structure and Modern Approaches to Environmental Monitoring of Buildings"

Main professional competences of module:

– Knowledge of factors of negative impact to buildings and inhabitants;
– Knowledge of levels and modern approaches to environmental monitoring;
– Knowledge of European and Russian standards and norms in the field of environmental monitoring of buildings;

Module "Monitoring of Physical Pollutions of Buildings and of Urban Territories"

Main professional competences of module:

– Knowledge of principle of operation and construction of modern equipment for measurements of physical pollutions in built environment;
– Practical skills of measurements of physical pollutions in built environment;
– Knowledge of different methods and approaches to monitoring of physical pollutions in built environment according to the international experience.

Module "Calculation of sanitary protective zones for building and living areas"

Main professional competences of module:

– Knowledge of main normative documents and rules regulating of the sanitary-protective zones;
– Knowledge of principles of classification and calculation of sanitary-protective zones;
– Practical skills of calculations of sanitary-protective zone for different kinds of environmental pollutions and atmosphere conditions.

Module "Study of main methods and constructions of Buildings Environmental and Safety Protection"

Main professional competences of module:

– Knowledge of main methods and approaches to buildings environmental and safety protection;
– Knowledge of modern technical solutions of buildings environmental and safety protection;

– Practical skills of design of the safe and ecologically protected urban territory;
– Knowledge of main normative documentation buildings environmental and safety protection according to the international and national standards.

Professional competences are forming both on basis of theoretical and practical studies. Individual studies is a good form to fix some important issues.

For example, for module "Monitoring of Physical Pollutions of Buildings and of Urban Territories" we have the following educational structure.

1. Theoretical studies

General representation of physical pollutions and of principles of it monitoring in built environment (noise; vibration; infra- and ultrasound; ionizing and non-ionizing radiation (including electromagnetic fields of different frequency range); heat radiation; light radiation etc.): general definitions; sources; fields of application; impact to the human's health and to environment, buildings and constructions; approaches to estimation of impact of physical pollutions (international and national experiences).

Study of main steps of monitoring of physical pollutions:

– Determination of the sources of physical pollutions and of the most dangerous zones and points of urban territory;
– Forecasting of the most dangerous zones and points of urban territory using calculation methods and software products;
– Methods and approaches of measurements of physical pollutions of urban territories, buildings and constructions;
– Processing and estimation of experimental data of physical pollutions and of measurements results;
– Physical pollutions mapping and forecasting;
– Development and implementation of methods and technical solutions of physical pollutions reduction.

2. Practical studies

Practical studies of different kind of software for monitoring of physical pollutions

Practical studies of different kind of equipment for physical pollutions measurements.

Measurements and estimation of physical pollutions in laboratory and open-door conditions.

3. Individual studies

Study of characteristic of physical pollutions.

Study of physical pollutions health effects.

Study of different approaches to estimation of physical pollutions in built environment.

Study of different normative documents of physical pollutions monitoring and estimation.

Study of different approaches to physical pollutions mapping.

4. Conclusions

Present environmental education is not only restricted by training of engineers-ecologists and other high education level specialists. Forms of additional educations are very efficient and are using presently more and more widely. In this paper the authors present an international experience of advanced education in acoustics as result of international summer school "Built environment: representation, protection and safety", organized by the Second University of Naples and Togliatti State University with the contribution of the Italian Ministry of University and Research and opened to graduated students from Italy and Russia. Some examples of development of didactic materials for teaching to noise and vibration issues of built environment are described. Professional competences are discussed.

Acknowledgments

Authors would like to express many thanks to Italian Ministry of University and Research for supporting of this work in framework of International Summer School.

References

1. Ivanov, N.I., Nikiforov, A.S. Foundations of Acoustics and Vibration: Book. Saint-Petersburg.: "Polytechnika", 2000. – P.: 482.
2. Directive 2002/49/EC of the European Parliament relating to the assessment and management of environmental noise. *Official Journal of the European Communities* L 189/12, 2002.
3. Luzzi, S., Vasilyev, A.V., "A Comparison of Noise Mapping Methods in Italian and Russian Experiences", *Proc. of International Scientific Conference "Forum Acusticum-2005"*, Budapest, Hungary, August 29 – September 2 2005, pp.1051-1056.
4. Russian Building Norms and Rules 23-03-2003. Moscow, Russian State

Committee on Building and Housing-Communal Complex (Gosstroy of Russia), 2004.

5. Russian State Standard 12.1.003-83* "Noise. General Requirement of Safety". Moscow, "Standards" Edition, 1983.
6. Russian State Standard 12.1.012-90* "Vibration. General Requirement of Safety". Moscow, "Standards" Edition, 1990.
7. Sanitary Norms CH-2.2.4/2.1.8.562-96 "Noise in Working Places, in Dwelling Houses, Public Buildings and in Urban Territory. Moscow, Ministry of Health of Russia, 1997.
8. Sanitary Norms 2.2.4/2.1.8.566-96 "Industrial Vibration in Working Places, in Dwelling Houses, Public Buildings". Moscow, Ministry of Health of Russia, 1997.
9. Vasiliev, A.V. Monitoring of Physical Fields of Urban Territories: Modern Approaches, Problems, Prospects. Issue "ELPIT-2005" of the Bulletin of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, Samara, 2005, volume 1, pp. 111-118.

ХИМИЧЕСКОЕ И ШУМОВОЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ АВТОТРАНСПОРТА НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ НА ПРИМЕРЕ АВТОМАГИСТРАЛЕЙ Г. САНКТ-ПЕТЕРБУРГА

Волкодаева М.В., Левкин А.В.
Институт прикладной экологии и гигиены, Санкт-Петербург

В статье приводятся данные о интенсивности автотранспортного потока, уровней загрязнения атмосферного воздуха и шума вблизи двух автомагистралей Санкт-Петербурга, расположенных в разных районах города. Делается вывод, что при интенсивности движения около 1800 авт/час создается повышенное загрязнение атмосферного воздуха и уровней шума вблизи жилой застройки на расстоянии 40-50 м.

В современный технологический век с быстроразвивающейся автомобильной промышленностью и улучшением благосостояния населения, автотранспорт стал занимать одно из основных мест, как источник химического и шумового загрязнения городской среды. Загрязнение атмосферного воздуха вблизи автомагистралей с интенсивным движением характеризуется высокими значениями приземных концентраций, зачастую превышающими предельно-допустимые (ПДК). Автотранспортные потоки являются основными линейными источниками внешнего шума.

В данной статье предлагается рассмотреть совместное химическое и шумовое воздействие автотранспортных потоков на примере двух автомагистралей г.Санкт-Петербург, расположенных в разных районах города и характеризующихся различной интенсивностью движения и составом автотранспортного потока (табл. 1).

Таблица 1

Характеристики автотранспортных потоков

№ п/п	Наименование магистрали	Максимальная интенсивность авт/час	Характеристики автотранспортного потока					
			Легковые		Грузовые		Автобусы	
			Л (авт/час)	Л (%)	Г (авт/час)	Г (%)	А (авт/час)	А (%)
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
1	Комендантский пр.	1833	1539	83,96	279	15,22	15	0,82
2	Заневский пр.	2877	2253	78,31	486	16,89	138	4,80

Комендантский пр. расположен в Приморском районе, характеризуется новой развивающийся многоэтажной (высотой более >30 м) застройкой. Ширина дорожного полотна более 20 м, по 3 полосы движения в каждом направлении, имеет полосы для разгона, торможения и остановки маршрутных транспортных средств. Автомагистраль оборудована разделительной полосой шириной 2 м, территория между крайней полосой автомагистрали и жилыми зданиями составляет 40 - 50 м. Максимальная интенсивность автотранспортного потока по Комендантскому пр. за ряд наблюдений составила более 1800 авт/час. В составе автотранспортного потока преобладают легковые автомобили (около 84 %), грузовой транспорт составляет 15 % и автобусы - менее 1 %.

Заневский пр. расположен в Красногвардейском районе характеризуется многоэтажной (высота зданий 15 – 25 м) застройкой. Ширина дорожного полотна составляет более 20 м, по 3 полосы движения в каждом направлении. Автомагистраль оборудована разделительной полосой шириной 2 м, тротуаром 5 – 8 м. В силу своего расположения проспект обладает высокой интенсивностью движения, более чем на 1000 единиц автотранспорта превышающей суммарную максимальную интенсивность на Комендантском проспекте. Заневский пр. используется, как частным автотранспортном для движения в центральные районы города через мост Александра Невского и обратно, так и транзитным для выезда на Свердловскую наб. и Малоохтинский пр., также по проспекту проходит много маршрутных транспортных путей. Легковой автомобильный транспорт составляет более 2250 авт/час (около 78 %), грузовые автомобили - 486 авт/час (около 17 %) и автобусы в количестве 138 авт/час (около 5 %).

Использованные в расчетах исходные данные, были получены авторами на основе натурных измерений интенсивности и состава автотранспортных потоков, из полученного ряда наблюдений, проводимых в разное время суток и недели, выбиралась максимальная интенсивность. Натурные измерения и расчеты выбросов загрязняющих веществ (ЗВ), проводились в соответствии с [1], расчеты максимальных приземных концентраций диоксида азота (NO_2) и оксида углерода (CO) - в соответствии с [2]. Расчетные точки были выбраны вблизи автомагистралей на территории непосредственно прилегающей к жилым зданиям.

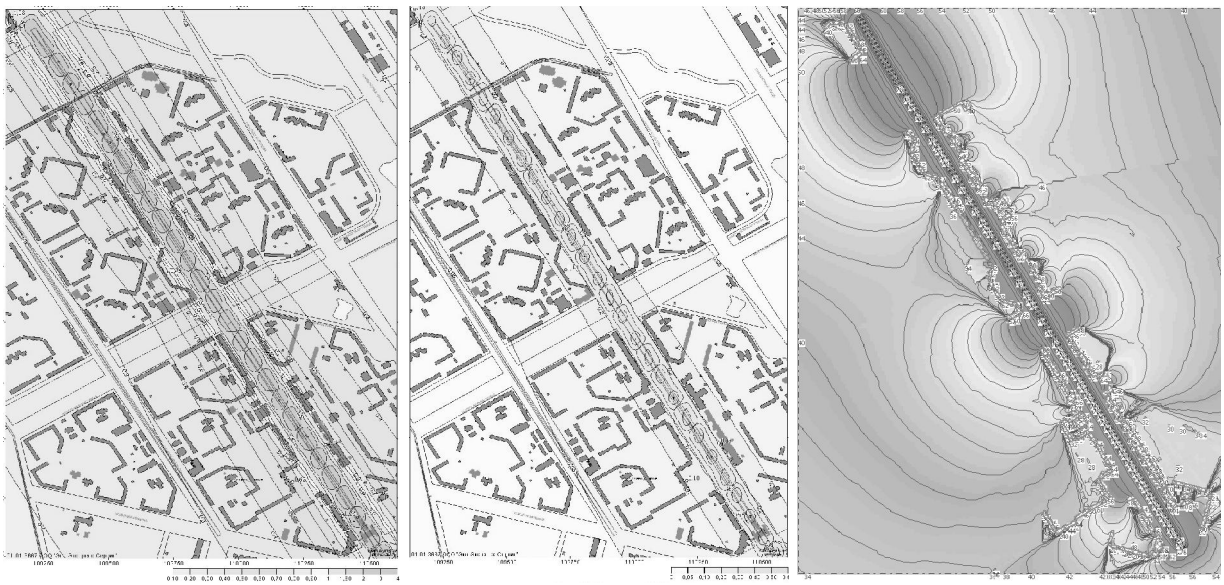
В качестве шумовой характеристики использовался эквивалентный уровень звука ($L_{Аэкв}$), полученный расчетным методом с учетом затухания звука при распространении на местности [3].

Полученные результаты представлены в таблице 2 и на рис.1, 2. Вблизи Комендантского пр. превышение значений предельно допустимых концентраций по диоксиду азоту (NO_2) наблюдаются в интервале 1,08 – 1,26 долей ПДК в трех расчетных точках из пяти, превышение предельно допустимых эквивалентных уровней звука $L_{Аэкв}$ - во всех расчетных точках в интервале от 58 до 66 дБА (санитарными нормами установлено значение эквивалентного уровня звука для территории, непосредственно прилегающей к жилым домам в 55 дБА для дневного времени суток [5]). Превышения предельно допустимых концентраций по оксиду углерода (CO) во всех расчетных точках не отмечается.

Таблица 2

Расчетные максимальные приземные концентрации в долях ПДК и эквивалентные уровни звука $L_{Аэкв}$, вблизи автомагистралей

№ точки	Автомагистраль					
	Комендантский пр.			Заневский пр.		
	в долях ПДК		$L_{Аэкв}$, дБА	в долях ПДК		$L_{Аэкв}$, дБА
	NO_2	CO		NO_2	CO	
1	**1,14**	0,19	**64**	**2,41**	0,72	**67**
2	**1,26**	0,21	**66**	**4,67**	**1,4**	**74**
3	0,62	0,1	**66**	**2,2**	0,66	**66**
4	0,75	0,13	**61**	**3,37**	**1,20**	**74**
5	**1,08**	0,18	**58**	-	-	-



а) б) в)

Рис. 1 Поля максимальных приземных концентраций в долях ПДК диоксида азота (а), оксида углерода (б) и акустического воздействия эквивалентных уровней звука в дБА (в), создаваемые движущимся автотранспортным потоком на Комендантском пр.

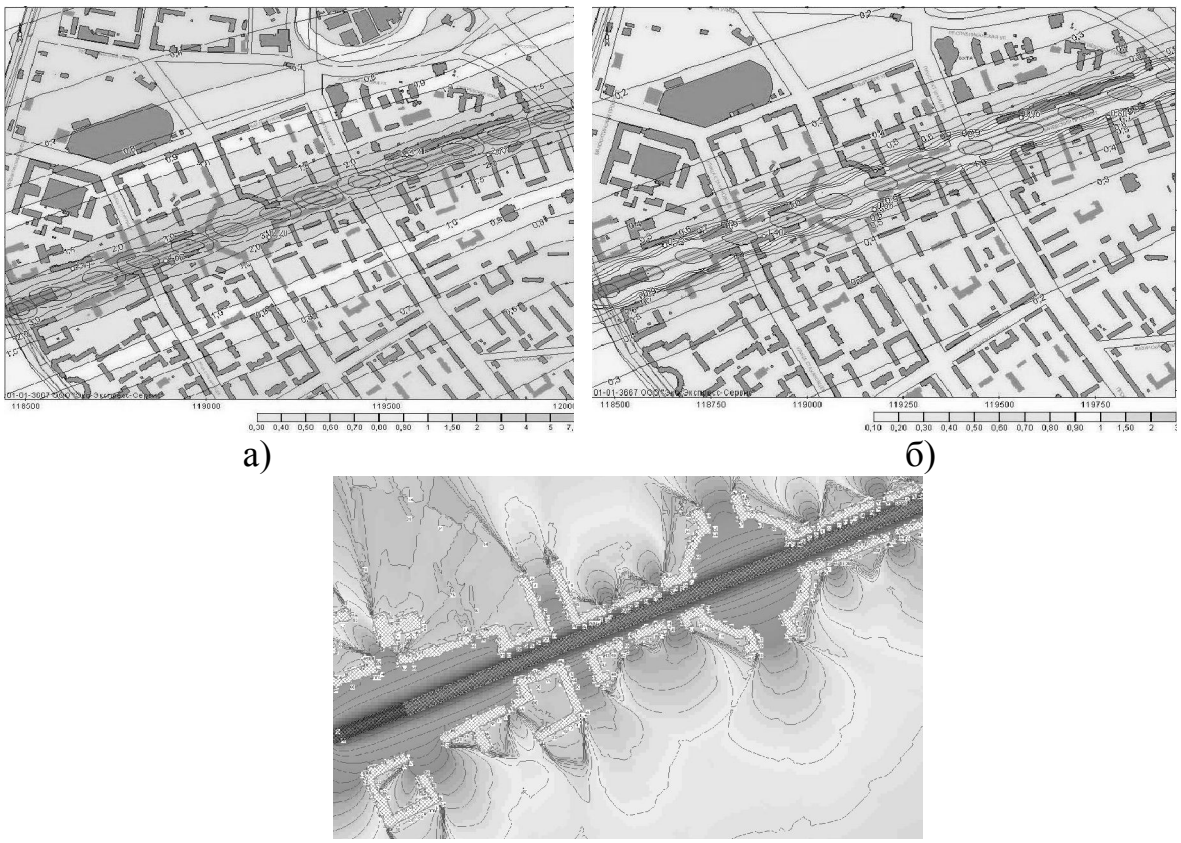


Рис. 2 Поля максимальных приземных концентраций в долях ПДК диоксида азота (а), оксида углерода (б) и акустического воздействия эквивалентных уровней звука в дБА (в), создаваемые движущимся автотранспортным потоком на Заневском пр.

Во всех расчетных точках вблизи Заневского пр. наблюдается превышение критериев качества атмосферного воздуха по азоту диоксиду в интервале от 2,2 до 4,67 долей ПДК. В двух расчетных точках превышаются ПДК по оксиду углерода, также наблюдаются превышения предельно допустимых эквивалентных уровней звука $L_{Аэкв}$ в интервале от 70 до 80 дБА (табл. 2, рис.2).

Таким образом, автотранспортный поток с интенсивностью движения около 1800 авт/час создает повышенное загрязнение атмосферного воздуха и уровней шума вблизи жилой застройки на расстоянии 40-50 м. Увеличение вклада грузовых и дизельных транспортных средств, а также интенсивности автотранспортного потока на 1000 единиц, уплотнение прилегающей к автомагистралям застройки приводит к увеличению максимальных приземных концентраций по диоксиду азота более чем в 3 раза, оксиду углерода более чем 6 раз, эквивалентных уровней звука от 3 до 13 дБА.

Литература

1. Методика определения выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферный воздух от автотранспортных потоков, движущихся по автомагистралям Санкт-Петербурга,– С.Пб., 2005.
2. ОНД-86. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. Л., Гидрометеоиздат, 1987 г. 93 с.
3. ГОСТ 31295.1(2)-2005 Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 1 – 2.
4. Перечень и коды веществ, загрязняющих атмосферный воздух, – СПб., 2000. 438 с.
5. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ АКУСТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ - ПРЯМОЙ ПУТЬ К ОПТИМИЗАЦИИ ИХ ШУМОГЛУШЕНИЯ

Гусев В.П.
НИИСФ РААСН

Современные административные, общественные и жилые здания оснащаются инженерными системами (ИС) - системами вентиляции, кондиционирования воздуха, воздушного отопления и холодоснабжения. ИС участвуют в жизнеобеспечении человека, но при этом являются источниками негативного воздействия на него - создают повышенный шум в местах его пребывания (на рабочих местах, в жилье, в рекреационных зонах).

Эксплуатация оборудования ИС на объектах, как правило, невозможна без осуществления необходимых строительно-акустических мероприятий, включающих виброизоляцию оборудования и снижение структурного шума, изоляцию воздушного шума ограждениями технических помещений, акустическую обработку этих помещений, экранирование шума оборудования, установку глушителей аэродинамического шума [1,2,3].

Оптимальные с точки зрения акустики и экономики решения шумоглушения и шумозащиты достигаются в тех случаях, когда достаточно точно установлено зависимое от частоты требуемое снижение шума. Оно определяется в октавных полосах частот и является основой, исходными данными для проектирования эффективных средств снижения шума при минимально возможных материальных затратах. На действующих объектах его определяют преимущественно по результатам натурных акустических измерений, а на проектируемых - путем расчета.

Достоверность получаемых расчетных данных зависит от того, насколько точно выполнен акустический расчет оборудования, другими словами, насколько точно произведена оценка шумового воздействия одного или группы источников в расчетной точке. В недалеком прошлом акустический расчет, например, системы вентиляции, выполнялся «вручную» (с помощью счетной машинки). Его точность могла зависеть, прежде всего, от квалификации специалиста, его выполняющего, но и от того, насколько строго он следовал требованиям основополагающего документа в области борьбы с шумом того времени (СНиП [4]) и рекомендациям, содержащимся в руководстве к нему [5].

В настоящее время квалификация, собственно говоря, не требуется. Во всяком случае, так думают многие современные проектировщики. Достаточно иметь компьютер, купить имеющееся в широком ассортименте программное обеспечение, ввести исходные данные, и необходимые результаты получены. По моему мнению, это далеко не так. Даже при корректно введенных исходных данных остается неизвестным, насколько правильно создан алгоритм. Законо-

мерно возникает вопрос, к какой категории относится его создатель, разработчик программы. Это программист, владеющий достаточной суммой знаний в области прогнозирования, мониторинга шумового воздействия и защиты от шума различных источников. Или программист, не имеющий необходимых специальных знаний в области акустики (борьбы с шумом), и поэтому не способный при создании программного обеспечения отразить в полной мере особенности акустического расчета оборудования ИС и оценить его результаты.

Практика показала, что наиболее предприимчивыми оказались специалисты второй из обозначенных категорий. Вследствие их активной деятельности возникли и получили широкое распространение программные обеспечения, точность расчетов с использованием которых, по меньшей мере, неизвестна. Это ничуть не смущает авторов. При сопровождении своей продукции пояснительной запиской они среди прочего подчеркивают, что программа не только разработана на основе СНиП [6], введенного в действие в стране в 2004 году, но и лицензирована. Характер этой, скажем, информации, безусловно рекламный, и имеет своей целью убедить пользователя (покупателя) в высоком качестве приобретаемой им продукции (программы), способной обеспечить необходимую точность и достоверность получаемых расчетных данных, кстати, весьма дорогостоящей продукции. На самом деле, фирмы, распространяющие программы, думается, не имеют каких-либо материалов, подтверждающих факт получения с их помощью расчетных данных, точность которых позволяет решить проблему защиты от шума ИС и избежать необоснованных затрат на осуществление шумоглушения или шумозащиты.

По мнению ряда ведущих специалистов-акустиков страны, а также разработчиков упомянутых нормативно-инструктивных документов и руководств (пособий) к ним, для оценки указываемой точности следовало бы провести необходимые аналитические исследования. Такие исследования должны включать, в первую очередь, сравнение достаточного количества расчетных данных - ожидаемых уровней шума в различных местах пребывания человека (в зданиях и на территориях застройки) с результатами измерений (инструментального контроля) в тех же местах. Результаты таких исследований могли быть основой для доработки, как базовых программ, так и приложений к ним, включая приложение, касающееся упомянутого расчета аэродинамического шума вентиляционных систем, распространяющегося по воздуховодам.

Подготовка и проведение таких исследований - первоочередная задача не только разработчиков программ, но организаций их сертифицирующих. Возможно, такие исследования проводились, но тогда возникает вопрос, почему материалы по ним не опубликованы? А если они не проводились, то, на каком основании получены лицензии на продаваемые продукции? Независимо от ответов на поставленные вопросы, негативное мнение о программах и приложениях к ним существует, как существует убеждение, что по разным причинам они нуждаются в доработке. Некоторые причины рассмотрены ниже.

Как известно [5], невозможно точно оценить воздействие аэродинамического шума, распространяющегося от вентилятора по воздуховодам и прони-

кающего в обслуживаемые вентиляционными системами помещения, если не оценивать шумообразование в элементах этих систем (дросселирующих устройствах, поворотах, отводах и др.). К сожалению, эта задача в большинстве случаев не решалась и не решается при выполнении акустических расчетов по причине отсутствия специальных знаний и достоверной информации о шумовых характеристиках устройств у исполнителей. Полагаю, по той же причине отсутствует и соответствующее приложение в распространяемых программных обеспечениях. Если даже оно существует, то его использование однозначно не гарантирует получение достоверных расчетных данных.

С той же уверенностью можно сказать, что при расчете уровней шума, распространяющегося по воздуховодам, в программах не учитывается необходимость корректировки паспортных шумовых характеристик вентиляторов на сторонах всасывания и нагнетания, определенных в измерительном помещении при акустических испытаниях [7]. Такая корректировка раньше проводилась при определении шумовых характеристик отечественных вентиляторов расчетным методом [4,5].

Необходимость указанной корректировки обусловлена отражениями звука от открытых патрубков вентилятора, установленного, например, в измерительном помещении, и их отсутствием при присоединении воздуховодов. Другими словами, в присоединяемый к вентилятору воздуховод распространяется не та звуковая энергия, что излучается открытым патрубком (W_n) в окружающее пространство (в измерительное помещение), а только часть энергии, создаваемой рабочим колесом вентилятора ($W_{рк}$). Она равна $W_{рк} = W_п + W_{от}$, где $W_{от}$ – звуковая энергия, отражённая от открытого конца патрубка (внутрь вентилятора).

Приближённая схема излучения и распространения звуковой энергии (мощности) от вентилятора в окружающее пространство, включая звуковую энергию, излучаемую корпусом вентилятора ($W_{кв}$), в отсутствие воздуховодов представлена на рисунке 1,а в работе [7]. Когда к вентилятору присоединяются воздуховоды, картина меняется (там же, рисунок 1,б). Звуковая энергия в окружающее пространство излучается через стенки воздуховодов ($W_{ст}$) и через их открытые концы, например, через два на стороне нагнетания ($W_{н1}$, $W_{н2,}$) и один на стороне всасывания ($W_в$). Площади этих открытых концов воздуховодов в большинстве случаев отличаются от площадей патрубков вентилятора.

Акустическое влияние присоединения воздуховодов к вентилятору является причиной корректировки рассчитанных или паспортных шумовых характеристик вентиляторов (октавных уровней звуковой мощности) на сторонах всасывания и нагнетания. Существует специальная поправка, учитывающая данный факт и зависящая от поперечного сечения патрубков вентиляторов. В руководстве [5] она обозначена как ΔL_2, а ее значения для всего ряда сечений патрубков (соответственно воздуховодов) содержатся в таблице 5 указанного руководства.

Некоторые из них для оперативного анализа представлены на рисунке 1 в более наглядной графической форме. Поправку ΔL_2 прибавляют к уровням звуковой мощности (УЗМ) вентиляторов, определенным путем расчета или изме-

рения в измерительном помещении в каждой октавной полосе частот. Как видно, октавные значения поправки ΔL_2, например, при поперечном сечении патрубка вентилятора 100 мм изменяются от 2 дБ в октавной полосе со среднегеометрической частотой 1000 Гц до 19 дБ в диапазоне низких частот. Это весьма существенное увеличение УЗМ, причем в неблагоприятном с точки зрения борьбы с шумом диапазоне частот (эффективность всех средств снижения шума в данном диапазоне частот низкая).

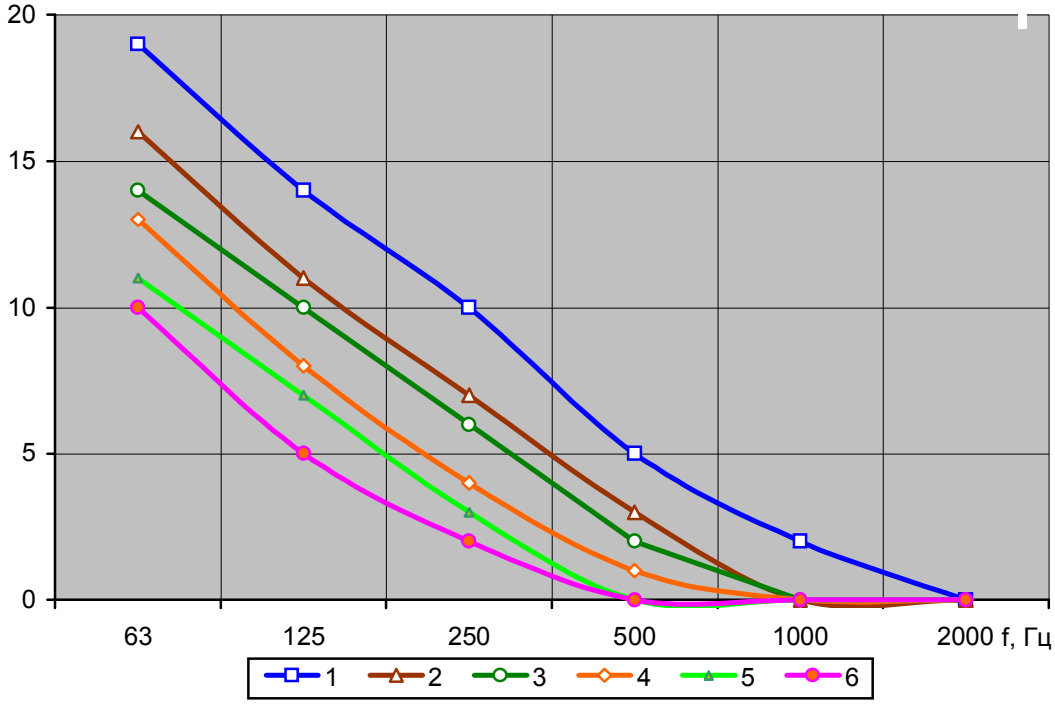


Рис. 1. Поправка на отражение звуковой энергии от конца воздуховода
1 – 100 мм; 2 – 160 мм; 3 – 200 мм; 4 – 250 мм; 5 – 315 мм; 6 – 400 мм

В результате пренебрежительного отношения к указанной поправке, получаемые расчетные данные в диапазоне низких частот, будут занижены. Соответственно подобранные и установленные глушители будут меньшей длины и не обеспечат требуемое снижение аэродинамического шума. В большинстве случаев это обнаруживается только перед сдачей объекта. На этой стадии установка нескольких дополнительных глушителей даже небольшой длины связана с трудностями, обусловленными отсутствием свободных мест, дополнительных средств, возможности каких-либо разрушений.

На практике пренебрежение к поправке ΔL_2 приводит к необходимости в дополнительных глушителях весьма значительной длины. Предположим, требуемое снижение шума вентиляционной системы в зоне воздействия в октавной полосе со среднегеометрической частотой 63 Гц за счет неучтенной поправки составляет 7-9 дБ. Тогда для обеспечения нормативных акустических условий потребуется установить трубчатый глушитель круглого сечения длиной около 1 м, а прямоугольного - не менее 1,5 м, так как эффективность этих, впрочем, и других глушителей в данной октаве весьма низкая [8].

Подобный негативный результат возникает из-за технической ошибки (в том же низкочастотном диапазоне), которая в меньшей степени связана со способом получения расчетных данных. Я хочу сказать об ошибке, которая возникает, когда фирмы изготовители оборудования ИС представляют вместо основной шумовой характеристики (уровней звуковой мощности в октавных полосах частот), корректированные по шкале «А» октавные уровни звуковой мощности (рисунок 2).

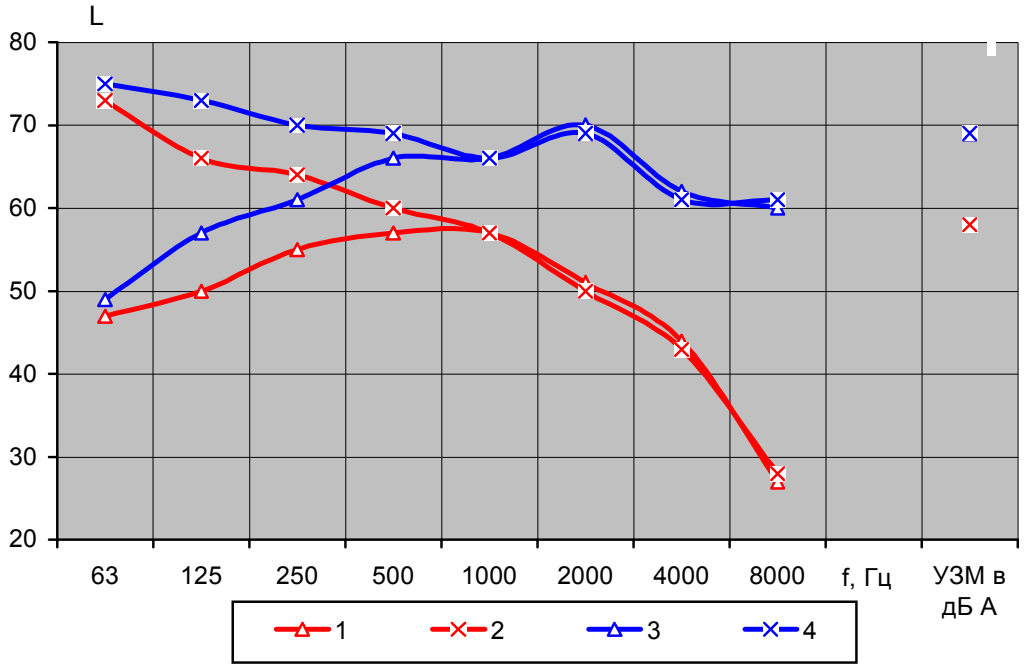


Рис. 2. Шумовые характеристики канальных вентиляторов
1 – СК 100 (с коррекцией); 2 – СК 100 (без коррекции);
3 – СК 315 (с коррекцией); 4 – СК 315 (без коррекции).

Величина возникающей ошибки, разумеется, равна величине внесенной корректирующей поправки, которая, кстати, уже учтена при нормировании шума [8]. Как видно на рисунке 2, в октаве с характерной частотой 63 Гц корректированный УЗМ ниже некорректированного на 26 дБ. Таким образом, если судить по корректированным уровням звуковой мощности, данные канальные вентиляторы – малошумные. Видимо, на такую реакцию покупателей и рассчитывают изготовители или поставщики оборудования, представляя им не основную шумовую характеристику. Квалифицированные специалисты, знакомые со спектрами шума оборудования ИС, каких немного, эту подмену обнаружат. Другие не заметят, получат заниженные расчетные данные в диапазоне низких частот, подберут глушители меньшей длины, чем требуется, и обеспечат негативные последствия.

В целом по поводу уровня оптимизации шумоглушения ИС и не только их можно отметить следующее. До появления в нашей стране, безусловно, прогрессивного компьютерного способа получения расчетных данных, когда акустические расчеты выполняли в основном квалифицированные специалисты-

акустики, перечисленные ошибки были случайными. В настоящее время, когда акустическими расчетами занимаются все желающие, используя не проверенные практикой программные обеспечения, такие ошибки приобрели систематический характер. Материальные затраты на устранение их негативных последствий увеличились, по всей вероятности, в десятки, если не в сотни раз.

В заключение считаю уместным информировать читателей о том, что в 2010 году разработан (при непосредственном участии силами НИИСФ РААСН) и утвержден Министерством регионального развития новый основополагающий документ в области борьбы с шумом. Разрабатывался он как новый СНиП «Защита от шума», но в связи с изменением системы стандартизации утвержден как Свод правил. Среди структурных изменений отмечу только включение в него отсутствующего в предыдущем документе, но крайне необходимого раздела, касающегося систем вентиляции, кондиционирования воздуха, холодоснабжения и воздушного отопления.

Главной отличительной чертой нового обязательного для исполнения проектировщиками документа является отсутствие в нем каких-либо расчетных формул (только нормы и правила проектирования шумоглушения). Уточненные методики акустических расчетов различных источников шума с учетом современных условий, как предполагается, будут содержать соответствующие Своды правил – документы, без которых невозможно обеспечить нормы и правила, установленные основополагающим документом. Правда, они будут иметь другой статус – для добровольного использования. Вероятно, поэтому для их разработки не предусмотрено финансирование в обозримом будущем. Следствием возникшей (созданной) ситуации, безусловно, будет усложнение процесса оптимизации шумоглушения ИС с точки зрения акустики и экономики.

Литература

1. Гусев В.П. Опыт борьбы с шумом оборудования инженерных систем. // Сб. трудов научной конференции - академических чтений «Актуальные вопросы строительной физики», посвящённые памяти Г.Л. Осипова. М.: ACADEMIA, 2009 – С. 184-192.
2. Гусев В.П., Шубин И.Л. Защита от шума оборудования инженерных систем зданий различного назначения экранированием. // Сб. трудов международной научно-практической конференции «Гармонизация европейских и российских нормативных документов по защите населения от повышенного шума. М.: НИИСФ РААСН, 2009 – С. 88-102.
3. Гусев В.П. Вибрация оборудования инженерных систем и способы защиты от нее // ж-л АВОК, 2010, №5 - С. 44-51.
4. СНиП II-12-77 «Защита от шума». Госстрой СССР, 1978.
5. Руководство по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок. М:. Стройиздат, 1982.
6. СНиП 23-03-2003 «Защита от шума». Госстрой России, ФГУТ ЦПП, 2004.

7. Гусев В.П., Руднева Е.А., Калашникова Н.К., Гончаренко И.А. Ошибки в расчетах шумового воздействия оборудования инженерных систем и их негативные последствия. // ACADEMIA. Архитектура и строительство. – // М.: НИИСФ РААСН, 2010, № 4, - С. 234-236.
8. Гусев В.П. Ещё раз о шумовых характеристиках вентоборудования и акустических возможностях шумоглушителей / / ж-л АВОК, 2008, № 2. С. 48-55.

ЗАЩИТА НАСЕЛЕНИЯ РИЖСКОЙ АГЛОМЕРАЦИИ ОТ АКУСТИЧЕСКОГО ШУМА

Дундурс Я.А. [1], *Лацис М.А.* [2]
Рижский университет им.Страдыня, Рига, Латвия (1),
Департамент жилья и окружающей среды
Рижского муниципалитета, Рига, Латвия (2)

Европейская Директива 2002/49/ЕС об оценки и надзора шума окружающей среды определяет, что государствам - участникам Евросоюза необходимо разработать карты шума для агломераций с численностью населения более чем 100 000 и территориям, которые находятся вблизи главных транспортных магистралей.

В целях гармонизации законодательства Латвии с законодательством Евросоюза, а именно с Европейской директивой, был соответственно изменен закон Латвии «О загрязнении» и разработаны новые правила Кабинета Министров Nr.597 «Порядок оценки и надзора шума окружающей среды» (приняты 13.07.2004 г.). Настоящие законодательские акты объязывают властей муниципалитетов разработать стратегические карты шума и на их основании – планы мероприятий по снижению шума на территории где происходит превышение допустимых уровней.

Так как правила Кабинета Министров Nr.597 «Порядок оценки и надзора шума окружающей среды» представляли дефиницию агломерации несколько отличную от Европейской Директивы, в состав агломерации Риги с населением 730 000 тыс. жителей вошли и части территорий близлежащих муниципалитетов - самоуправлений, на территории которых находились подъездные пути к городу и аэропорт. Согласно Европейской Директивы и даже правил Кабинета Министров Nr.597 «Порядок оценки и надзора шума окружающей среды», подъездные пути к городу и аэропорт должны были всетаки переданы в ответственность Министерства сообщения Латвии. В результате получилось никому не нужное дублирование ответственностей между министерством и муниципалитетом и ничем не оправданная растрата государственных средств. В настоящее время разработаны и существуют две частично перекрывающиеся шумовые карты. Ситуация осложняется тем, что обе карты не идентичны.

Разработка стратегической шумовой карты Рижской агломерации была завершена в 2008 году. Карта была разработана используя программу “IMMI 6.3” и представлена на ‘*IPR’ и ‘*IRD’ файл версиях. В действительности под наименованием «шумовая карта» подразумевается не одна единная карта, а целые 42 отдельных карт, на которых нанесены цветовые зоны всех индикаторов шума (Lсуточный, Lдневной, Lвечерний и Lночной), а также всех существующих источников шума (магистральных дорог, улиц, железнодорожных и трамвайных путей, аэропорта, промышленных объектов). Имеются карты, на которых отмечены жилые массивы, где уровень шума превышает допустимых величин.

Публичный доступ стратегической карты Рижской агломерации обеспечивается на интернет сайте Рижской думы. Карты представлены в Adobe Acrobat формате и пример карты дневного индикатора $L_{дневной}$ приведен на рисунке 1.

http://mvd.riga.lv/uploads/videtroksni/2.2.karte.jpg.

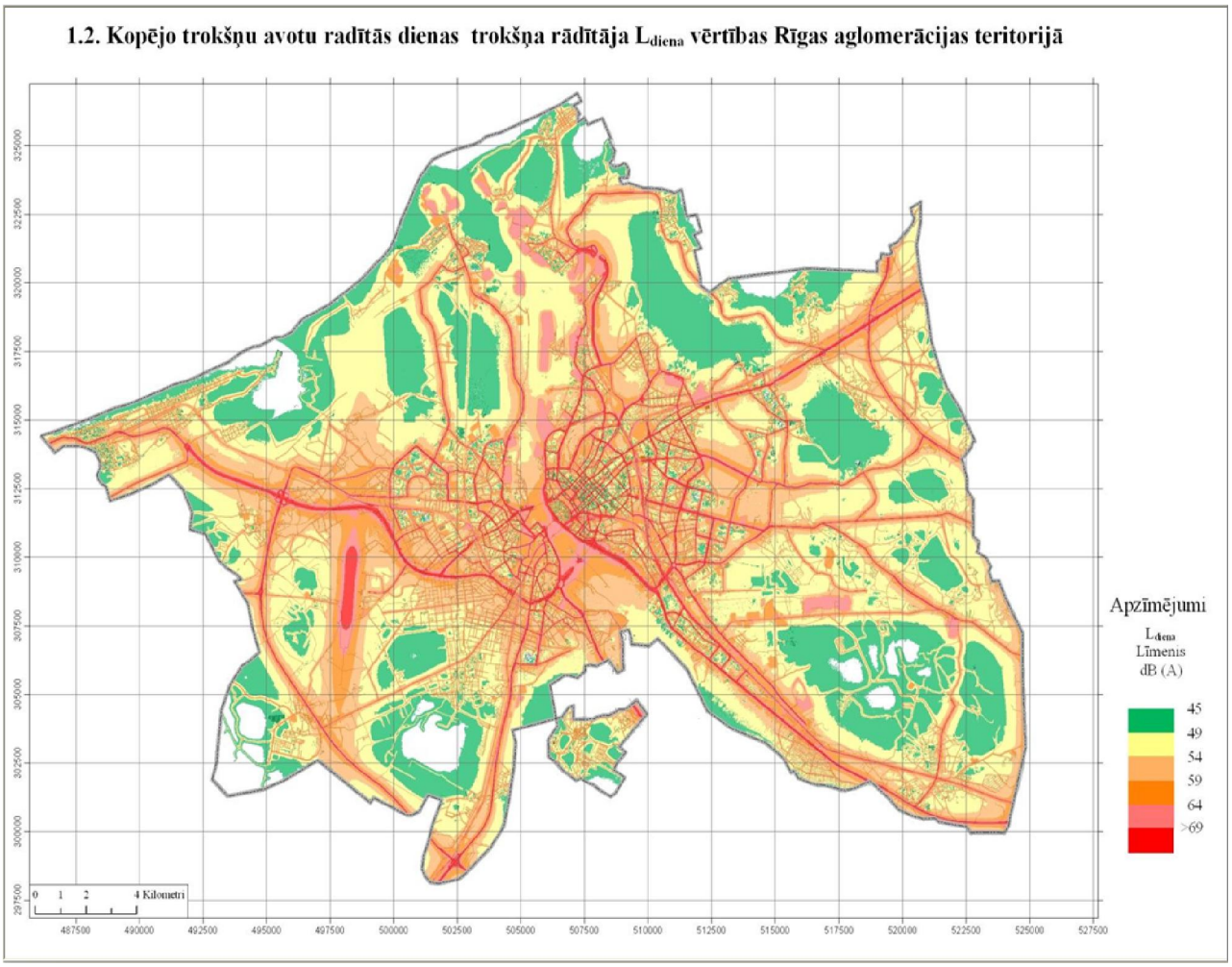


Рис. 1. Распределение величины индикатора дневного шума $L_{дневной}$ на территории Рижской агломерации.

Примечание. $L_{дневной}$ в dB(A): зеленый - 45-49; желтый - 49-54; бежевый - 54-59; оранжевый - 59-64; розовый - 64-69; красный - выше 69.

Пример карты ночного индикатора $L_{ночной}$ приведен на рисунке 2. http://mvd.riga.lv/uploads/videtroksni/2.3.karte.jpg

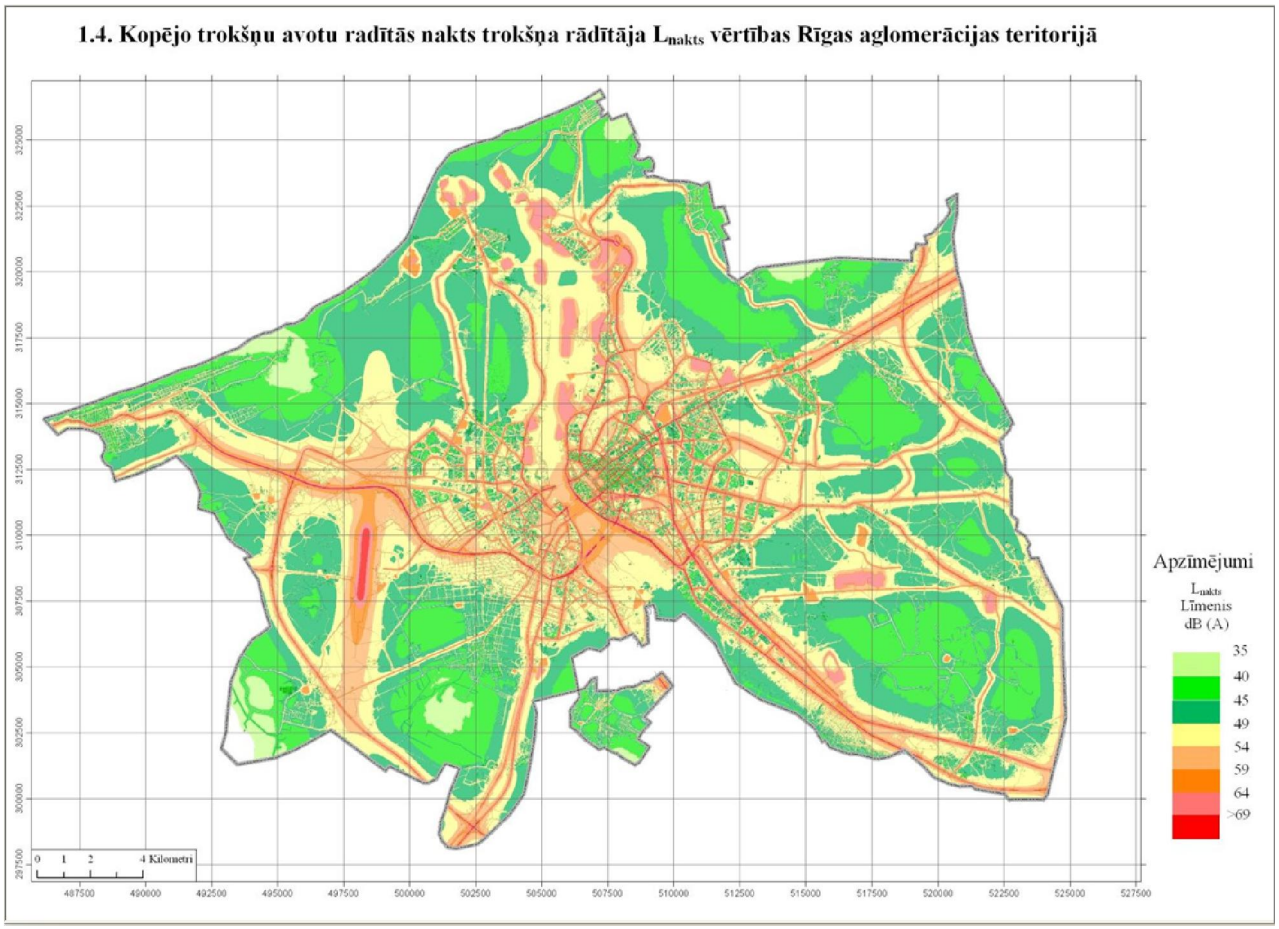


Рис. 2. Распределение величины индикатора ночного шума $L_{ночной}$ на территории Рижской агломерации.

Примечание. $L_{ночной}$ в dB(A): салатовый – 35-40; светло-зеленый – 40-45; зеленый – 45-49; желтый – 49-54; бежевый – 54-59; оранжевый – 59-64; розовый – 64-69; красный – выше 69.

Как видно из рисунков, на интернете опубликованные карты не очень практичны для точного определения границ прогнозированных зон индикаторов и детальной оценки уровней шума на каждой улице и у каждого дома. В целях приспособления шумовой карты для нужд жителей Риги, любой житель Риги имеет возможность обращатся в Рижскую думу и получить подробную карту шума интересующего его района, как это показано на примере рис. 3.

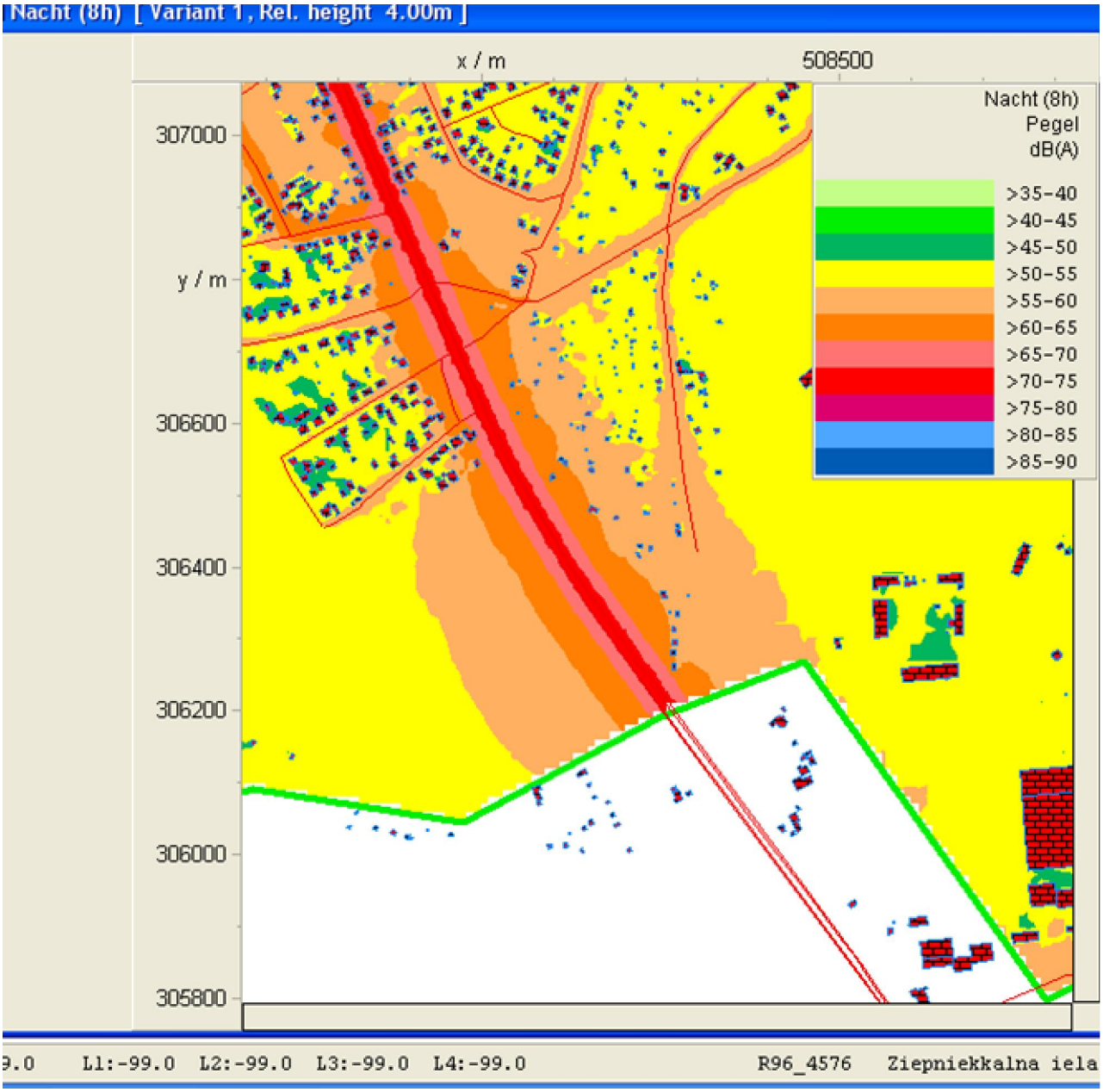


Рис. 3. Распределение величины индикатора ночного шума $L_{ночной}$ для отдельного микрорайона на территории Рижской агломерации.

Примечание. $L_{ночной}$ в dB(A): салатовый – 5-40; светло-зеленый – 40-45; зеленый – 45-50; желтый – 50-55; бежевый – 55-60; оранжевый – 60-65; розовый – 65-70; красный – 70-75; вишневый – 75-80; голубой – 80-85; синий – 85-90.

Анализ карты шума показывает, что Рига является городом с достаточно высоким уровнем шума, т.к. транспортные магистрали и железнодорожные линии пересекают или располагаются вблизи от центра города. Рижский порт, который находится в черте города на берегах реки Даугавы, а также главные и второстепенные окружные подъездные пути, естественно влияют на уровень шума в городе. В Риге очень трудно найти территорию, где величина индикатора ночного шума $L_{ночной}$ не превышает допустимый уровень $L_{ночной}$ = 40 dB(A).

Объяснение этому связано не только с действием выше перечисленных источников шума, но также слишком строгими допустимыми величинами уровня шума. В Латвии, также как и в Голландии, установлены самые строгие величины уровня ночного шума в Европе. В таблице 1. и 2. представлены диапазоны величин индикаторов уровня шума $L_{суточный}$ и $L_{ночной}$ на высоте 4 м над землей, которым экспонирована данная численность населения Риги.

Таблица 1

Индикатор шума $L_{суточный}$ зоны	**Численность населения в зоне шума**
45 – 49 dB(A)	1 200
50 – 54 dB(A)	67 000
55 – 59 dB(A)	190 000
60 – 64 dB(A)	231 000
65 – 69 dB(A)	130 000
70 – 74 dB(A)	87 000
>74 dB(A)	25 600
Всего:	731 800

Таблица 2

Индикатор шума $L_{дневной}$ зоны	**Численность населения в зоне шума**
35 – 39 dB(A)	200
40 – 44 dB(A)	24 700
45 – 49 dB(A)	200 000
50 – 54 dB(A)	225 000
55 – 59 dB(A)	136 200
60 – 64 dB(A)	104 000
65 – 69 dB(A)	41 000
>70 dB(A)	700
Всего:	731 800

Европейская Директива 2002/49/ЕС об оценки и надзора шума окружающей среды также определяет, что государствам – участникам Евросоюза необходимо разработать план мероприятий по снижению шума (так называемые Планы действия). В Латвии такой план для Риги с численностью населения 730 000 тыс. необходимо было разработать до середины 2008 года, а в городе Даугавпилсе с численностью населения 105 000 тыс. не позднее, чем до середины 2013 года. К сожалению, План действий по снижению шума в Риге до сих пор еще не согласован с исполнителями и продолжительное время находится в процессе согласований, т.к. здесь затронуты интересы многих организаций и лиц. Каждая организация, которая ответственна за выполнение мероприятий

плана действий, пытается препятствовать их включения в план. Надо заметить, что и Правила Кабинета Министров Nr.597 «Порядок оценки и надзора шума окружающей среды» содержат некоторые юридические неопределенности и противоречия, что делает утверждение Плана действий отягощающим и даже невозможным. Например, несмотря на то, что Рига сама по себе согласно дефиниции Европейской Директивы и Правил Кабинета Министров Nr.597 «Порядок оценки и надзора шума окружающей среды» соответствует термину «агломерация», Министерство защиты окружающей среды Латвии ввела «дыру» в законодательстве, согласно которой город Ригу «обклеили» примыкающими маленькими муниципалитетами, самоуправления которых не подчиняются Рижской думы. Это делает невозможным распределение ответственности и финансирования с введением Плана действий до тех пор, пока законодательные органы закончат согласование законов. К сожалению, процесс согласования происходит очень медленно.

ПЛАНИРОВАНИЕ ОТСЕИВАЮЩЕГО ЭКСПЕРИМЕНТА ПРИ ВЫЯВЛЕНИИ ЗНАЧИМЫХ ФАКТОРОВ ШУМА И ВИБРАЦИИ, ВЛИЯЮЩИХ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕЛОВЕКА

Елисеева Т.Л., Зыкина Е.В., Тряпицын А.Б.
Южно-Уральский государственный университет,
г. Челябинск, Россия

Анализ литературных данных и результаты работы предшествующих исследователей (В.И. Щуцкий, А.И. Сидоров, Ю.В. Ситчихин и др.) [1 – 4] показали, что влияние факторов электрического характера (величины приложенного напряжения, частоты и рода тока и др.) на сопротивление тела человека изучено достаточно полно.

В работе В.В. Кацай [5] была предпринята попытка исследовать влияние факторов неэлектрического характера, а именно шума на электротехнические характеристики человека (сопротивление тела).

В ее работе к факторам неэлектрического характера, влияющим на электротехнические характеристики тела человека были отнесены и подробно рассмотрены следующие факторы: внешние раздражители, площадь контакта с токоведущей частью электроустановки; топографический коэффициент, путь тока; антропометрические характеристики человека, возраст, пол человека, состояние организма, температура окружающей среды, влажность окружающей среды, микрофлора, атмосферное давление, электрическое поле, магнитное поле.

Целью нашей работы является изучение влияния комбинированного действия неэлектрических факторов (шума и вибрации), оказывающих влияние на сопротивление тела человека.

С целью более глубокого изучение влияния шума и вибрации на сопротивление тела человека, необходимо выявить значимые характеристики как шума, так и вибрации.

Степень влияния характеристик шума и вибрации неоднозначна, не все из них могут оказывать существенное влияние на сопротивление человека току.

Для ранжирования значимости влияния параметров шума и вибрации, необходимо провести отсеивающий эксперимент.

В качестве метода отсеивающего эксперимента, был выбран метод Плакетта – Бермана. Благодаря ортогональности планов этого метода, их результаты

легко поддаются обработке [6, 7].

Задачами эксперимента являлось:

1. выявление характеристик шума и вибрации, оказывающих воздействие на обслуживающий персонал;
2. классифицирование факторов по способу управления;
3. определение уровней факторов;
4. составление матрицы отсеивающего эксперимента;
5. проведение измерений согласно построенной матрице;
6. выявление значимых факторов при воздействии шума и вибрации.

На основании анализа характеристик шума и вибрации была построена модель «черного ящика», выбран параметр оптимизации – отклик Y (сила тока) и входящие параметры системы X, Z, Q (табл. 1, 2).

Таблица 1

Расшифровка входящих и выходящих факторов системы («черного ящика»)

X-факторы—факторы, которые человек активно изменяет
Z-факторы —факторы, которыми человек вследствие определенных ограничений отказывается управлять
Q-факторы – факторы, которыми человек на данном этапе своего развития управлять не может
Y-отклик системы, в нашем случае откликом являются результаты корректурной пробы

Таблица 2

Факторы, воздействующих на систему «черный ящик»

Номер фактора	Классификация факторов	Расшифровка фактора
1.	X_1	Частота приложенного напряжения, Гц
2.	X_2	Звуковая частота, Гц
3.	X_3	Уровень звука, дБ
4.	X_4	Продолжительность эксперимента, мин
5.	X_5	Место расположение источников звука (стена, потолок)
6.	X_6	Время суток, ч
7.	X_7	Величина приложенного напряжения, В
8.	X_8	Частота вибрации, Гц
9.	X_9	Уровень виброскорости, дБ
10.	Z_1	Возраст (18 – 22 года)
11.	Z_2	Род тока (переменный)
12.	Z_3	Характеристика шума (постоянный)
13.	Z_4	Характеристика вибрации (локальная)
14.	Z_5	Пол (мужской)

Таблица 2 (продолжение)

Номер фактора	Классификация факторов	Расшифровка фактора
15.	Z_6	Антропометрические характеристики человека (средне-статистические)
16.	Z_7	Параметры микроклимата (в допустимых значениях)
17.	Z_8	Путь тока (рука-рука)
18.	Z_9	Форма электродов (эллиптическая)
19.	Z_{10}	Площадь электродов (8,4 $см^2$)
20.	Z_{11}	Дни проведения измерений (будни)
21.	Z_{12}	Объем испытательной камеры (5 $м^3$)
22.	Z_{13}	Направление вибрации по осям (X)
23.	Z_{14}	Поза (стоя)
24.	Z_{15}	Источник шума (динамики)
25.	Q_1	Психофизиологические особенности человека
26.	Y	Сила тока, мА

Уровни варьирования X – факторов представлены в табл. 3 соответственно.

Таблица 3

Уровни варьируемых факторов

Классификация факторов	Расшифровка фактора	Уровни варьирования	
		–1	**+1**
X_1	Частота приложенного напряжения, Гц	50	10 000
X_2	Звуковая частота, Гц	50	8 000
X_3	Уровень звука, дБ	50	80
X_4	Продолжительность эксперимента, мин	5	30
X_5	Место расположение источников звука	стена	потолок
X_6	Время суток	утро (10-12 ч)	вечер (17-19 ч)
X_7	Величина приложенного напряжения, В	3	5
X_8	Частота вибрации, Гц	8	1000
X_9	Уровень виброскорости, дБ	109	115
X_{10}	Фиктивный фактор	-	-
X_{11}	Фиктивный фактор	-	-

К девяти варьируемым факторам (X_1 – X_9) табл. 3, с целью оценить дисперсию ошибок наблюдения, было добавлено два фиктивных фактора (X_{10}, X_{11}).

Тогда для варьирования 11 факторов необходимо провести 12 экспериментов табл. 4.

Таким образом, на основании теории планирования эксперимента будут определены значимые факторы шума и вибрации, влияющие на силу тока, проходящего через тело человека, а значит, оказывающие воздействие на сопротивление.

Таблица 4

Таблица отсеивающего эксперимента

№ п/п	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	X_8	X_9	X_{10}	X_{11}	I, мА
1.	+	+	-	+	+	+	-	-	-	+	-	
2.	+	-	+	+	+	-	-	-	+	-	+	
3.	-	+	+	+	-	-	-	+	-	+	+	
4.	+	+	+	-	-	-	+	-	+	+	-	
5.	+	+	-	-	-	+	-	+	+	-	+	
6.	+	-	-	-	+	-	+	+	-	+	+	
7.	-	-	-	+	-	+	+	-	+	+	+	
8.	-	-	+	-	+	+	-	+	+	+	-	
9.	-	+	-	+	+	-	+	+	+	-	-	
10.	+	-	+	+	-	+	+	+	-	-	-	
11.	-	+	+	-	+	+	+	-	-	-	+	
12.	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	

Выявление значимых факторов позволит наиболее точно построить математическую модель и описать зависимость влияния факторов шума и вибрации на сопротивление тела человека, а значит повысить безопасность труда обслуживающего персонала.

Литература

1. Щуцкий, В.И. Безопасность обслуживания электроустановок углеобогатительных фабрик / В.К. Ахлюстин – М.: Недра, 1979. – 259 с.
2. Гладилин, Л.В. Электробезопасность в горнодобывающей промышленности / В.И. Щуцкий, Ю.Г. Бацежев, Н.И. Чеботаев. – М.: Недра, 1977. – 327 с.
3. Щуцкий, В.И. Безопасность при эксплуатации электротехнических систем / А.И. Сидоров: Учебное пособие. – Челябинск, изд-во ЮУрГУ, 2001. – 282 с.
4. Щуцкий, В.И. Электробезопасность на открытых горных работах / А.И. Сидоров, Ю.В. Ситчихин и др. – М.: Недра, 1996.
5. Кацай, В.В. Влияние шума электрооборудования на электротехнические характеристики тела человека: дис. … канд. техн. наук / В.В. Кацай. – М., 2007. – 109 с.
6. Хартман, К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / пер. с нем. Фомина Г.А., Лецкого Н.С., под. ред. Лецкого Э.К. – М.: Мир, 1997.– 552 с.
7. Адлер, Ю. П. Введение в планирование эксперимента / Ю.П. Адлер. – М.: Металлургия, 1969. – 157 с.

ГИГИЕНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ШУМА В УСЛОВИЯХ Г. ВЛАДИВОСТОКА

Жигаев Д.С. [1], *Ананьев В.Ю.* [1], *Кику П.Ф.* [2]
ФГУЗ «Центр гигиены и эпидемиологии в Приморском крае», Владивосток (1)
НИИ медицинской климатологии и восстановительного лечения – ВФ ДНЦ ФПД СО РАМН, Владивосток (2)

Санитарно-гигиеническая оценка шума является одним из направлений социально-гигиенического мониторинга. Особенно остро данная проблема стоит в промышленных центрах, с интенсивным движением транспорта. г. Владивосток является крупнейшим городом на территории Приморского края, численность населения по данным переписи на 1 января 2010 год составляет 578619 человек. Количество зарегистрированных автотранспортных средств составляет около 250 тысяч автомобилей. В связи с этим шум от проезжающих транспортных средств является одним из факторов шумовой нагрузки на население г. Владивостока.

Проводимые исследования касались оценки шума, производимого движущимися автотранспортными средствами на центральных автомагистралях города, крупных автомобильных развязках, внутри жилой застройки расположенной возле крупных автомобильных развязок, а так же шум от проезжающего железнодорожного транспорта в черте жилой застройки.

Замеры шума проводились в летний период с 10 до 17 часов. Для исследования были определенны 20 точек замеров шума, месторасположение точки фиксировалось с помощью GPS навигатора, замеры шума проводились шумомером ШИ-01, в каждой точке было проведено по три замера шума, на основании проведённых замеров была рассчитана средняя. Так же в каждой точке была определена интенсивность движения автотранспорта, машина/час.

В ходе проведённого исследования было выявлено, что максимальный уровень шума отмечается в точках расположенных возле центральной площади города, площадь «Борцам революции». Так в точке расположенной около кинотеатра «Уссури» отмечен наиболее высокий уровень шума, L (Аэкв.) 77,1 дБа, L (Амакс.) 80,3 дБА, интенсивность движения 3200 машин/час. На перекрёстке улиц Океанский проспект и ул. Светланская (здание Дальневосточного рыбохозяйственного университета) отмечен следующий уровень шума: L (Аэкв.) 71,7 дБа, L (Амакс.) 72,9 дБА, интенсивность движения 2220 машина/час. Также были проведены замеры шума возле здания поликлиники ДВЦББ расположен-

ной рядом с центральной площадью, замеры проводились в двух точках расположенных со стороны ул. Светланская и во внутреннем дворе между корпусами поликлиники. В ходе проведённых замеров уровень шума со стороны ул. Светланская составил, L (Аэкв.) 74,9 дБА, L (Амакс.) 75,9 дБА, интенсивность движения 2300 машин/час. Уровень шума во внутреннем дворе составил, L (Аэкв.) 52,7 дБА, L (Амакс.) 53,1 дБА.

Исследования шума были проведены и в местах расположения крупных автомобильных развязок города. На сегодняшний день одними из крупных автомобильных развязок в городе являются трамвайное кольцо «Первой речки», кольцо «Инструментального завода» и крупная автомобильная развязка, расположенная на проспекте 100 лет Владивостоку. Наибольшие значения измеренного шума отмечены в месте расположения автомобильной развязки на проспекте 100 лет Владивостоку. В этом месте сходятся дороги идущие с одного из крупных микрорайонов города «Первая речка», где автомобили, идущие по центральной трассе города сливаются в единый автомобильный поток с автомобилями из более мелких районов города. Двусторонняя дорога на данном участке имеет по три полосы для движения в каждую сторону и разграничена нешироким газоном. Замеры шума проводились на стороне дороги ведущей на выезд из города и на стороне дороги ведущей в сторону центра города, а также внутри жилой застройки и на территории средней общеобразовательной школы. В ходе проведённых замеров уровень шума возле жилого дома по пр-ту 100 лет Владивостоку, расположенного со стороны дороги ведущей из города составил, L (Аэкв.) 74,3 дБА, L (Амакс.) 75,7 дБА, интенсивность движении 3700 машин/час. Уровень шума внутри жилой застройки составил L (Аэкв.) 63,5 дБА, L (Амакс.) 65,3 дБА. Уровень шума возле жилого дома расположенного по пр-ту 100 лет Владивостоку со стороны дороги ведущей в центр города составил, L (Аэкв.) 73,4 дБа, L (Амакс.) 75,7 дБА, интенсивность движения 3800 машин/час. Уровень шума внутри жилой застройки, L (Аэкв.) 52,8 дБА, L (Амакс.) 54,3 дБА, интенсивность движения 20 машин/час. Уровень шума на территории средней общеобразовательной школы по пр-ту 100 лет Владивостоку составил, L (Аэкв.) 60,5 дБА, L (Амакс.) 62,4 дБА.

Замеры уровня шума на кольце «Инструментальный завод» проводились возле двух зданий расположенных с разных сторон транспортной развязки и внутри жилой застройки. Уровень шума со стороны дороги, возле здания общежития ВГМУ со стороны дороги составил L (Аэкв.) 67,5 дБА, L (Амакс.) 70,3 дБА, интенсивность движения 3000 машин/час. Уровень шума внутри жилой застройки составил L (Аэкв.) 55,2 дБА, L (Амакс.) 56,6 дБА, интенсивность движения 180 машин/час. Уровень шума со стороны дороги, возле административного здания ВГМУ по пр-ту Острякова составил L (Аэкв.) 64,5 дБА, L (Амакс.) 66,0 дБА, интенсивность движения 600 машин час. Уровень шума внутри жилой застройки составил L (Аэкв.) 50,4 дБА, L (Амакс.) 52,1 дБА, интенсивность движения 60 машин/час.

Замеры уровня шума на кольце «Первая речка» проводились в точках расположенных с разных сторон транспортной развязки и внутри жилой застрой-

ки. Уровень шума со стороны дороги, возле жилого дома по пр-ту Острякова составил L (Аэкв.) 57,3 дБА, L (Амакс.) 58,1 дБА, интенсивность движения 2300 машин/час. Уровень шума внутри жилой застройки составил L (Аэкв.) 51,9 дБА, L (Амакс.) 52,9 дБА, интенсивность движения 10 машин/час. Уровень шума со стороны дороги, возле жилого дома по Океанскому пр-ту составил, L (Аэкв.) 57,7 дБА, L (Амакс.) 58,9 дБА, интенсивность движения 2300 машин/час. Уровень шума внутри жилой застройки составил L (Аэкв.) 57,0 дБА, L (Амакс.) 57,7 дБА, интенсивность движения 60 машин/час.

Замеры шума от проезжающего железнодорожного транспорта проводились возле жилых домом и зданий расположенных в непосредственной близости к железнодорожным путям, в условиях сложившейся застройки. Уровень шума возле жилого дома по ул. Авроровская до прохождения поезда составил L (Аэкв.) 58,9 дБА, L (Амакс.) 59,3 дБА, во время прохождения поезда уровень шума составил L (Аэкв.) 62,3 дБА, L (Амакс.) 64,7 дБА. Уровень шума в точке рядом с жилым домом по ул. Овчинникова до прохождения поезда составил L (Аэкв.) 54,2 дБА, L (Амакс.) 55,9 дБА, во время прохождения поезда уровень шума составил L (Аэкв.) 63,6 дБА, L (Амакс.) 66,4 дБА. Уровень шума на территории средней общеобразовательной школы по ул. пр-кт 100 лет Владивостоку до прохождения поезда составил L (Аэкв.) 60,5 дБА, L (Амакс.) 62,4 дБА, во время прохождения поезда – L (Аэкв.) 70,2 дБА, L (Амакс.) 71,4 дБА. Уровень шума на площадке детского садика по ул. Овчинникова до прохождения поезда составил L (Аэкв.) 49,9 дБА, L (Амакс.) 51,1 дБА, во время прохождения поезда L (Аэкв.) 74,5 дБА, L (Амакс.) 75,5 дБА.

Таким образом, проведенная оценка шума в крупном промышленном центре позволяет сказать следующее:

– во всех измеренных точках уровень шума превышает нормативный: как в районе прохождения транспортных магистралей, так и селитебных районах города;

– наибольшая шумовая нагрузка отмечается на население, проживающее в районе транспортной развязки проспект 100 лет Владивостоку, это обусловлено наличием крупной транспортной развязки и непосредственной близостью железнодорожных путей;

– из всех зданий, возле которых были проведены замеры уровней шума, наибольшая шумовая нагрузка отмечается на территории средней общеобразовательной школы по проспекту 100 лет Владивостоку, это обусловлено непосредственной близостью данной школы к крупной транспортной развязке и к железнодорожным путям;

– отмечается высокий уровень шума во время прохождения поезда на площадке детского садика с превышением нормативного уровня в 1,2 раза.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С УЧЁТОМ АКУСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Заплетников И.Н., Дахов А.Г.
ДонНУЭТ, Донецк, Украина

Шумовые характеристики (ШХ) технологического оборудования необходимо задавать и рассчитывать на стадии разработки технической документации на оборудование. Задаются ШХ исходя из стандартов, строительных и санитарных норм для помещений, в которых предполагается размещение и эксплуатация оборудования, проводится техническое нормирование. Эта часть работ по акустическому проектированию регламентирована соответствующими стандартами и техническими условиями. Расчет ШХ оборудования не достиг необходимой эффективности для практических целей из-за многочисленных факторов, влияющих на формирование этих характеристик: конструкции оборудования, материалов и технологии для его изготовления, несовершенства механических, аэродинамических, акустических моделей и многих других.

К наиболее эффективным методам расчета ШХ можно отнести динамико-акустический метод, основанный на синтезе динамических и акустических моделей оборудования [1,2]. Динамические модели учитывают лишь массы, упругие и демпфирующие элементы, возмущающие нагрузки и сопротивления на рабочем органе. Однако, данные модели не учитывают конструкцию элементов оборудования и закономерности формирования ШХ в конкретном производственном помещении.

На кафедре оборудования пищевых производств ДонНУЭТ разработана методика моделирования виброакустических характеристик (ВАХ) оборудования, в которой детали конструкции и производственное помещение моделируются с применением методов конечных элементов по специальной программе (СП).

Рассмотрим распределение звуковых полей в квадратном помещении при центральном размещении оборудования в виде цилиндра.

Звуковое поле будет равномерным на частоте 63 Гц. возле оборудования, согласно рисунка 1. Размещение измерительных точек на расстоянии 1м от оборудования не будет влиять на результаты измерения.

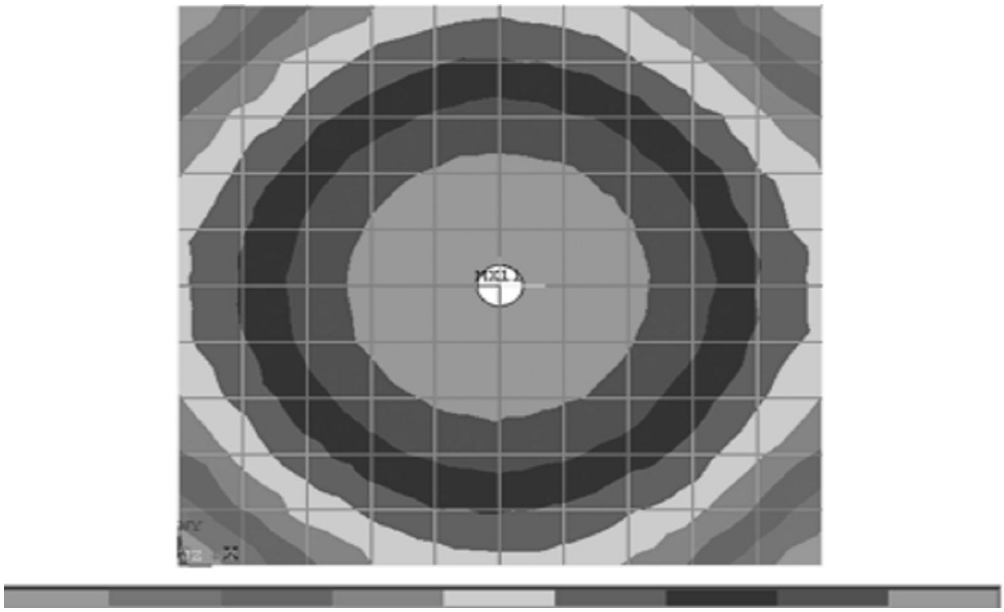


Рис. 1. Распределение звукового давления
в квадратном помещении на частоте f=63Гц

Смещение оборудования относительно центра помещения приводит к неравномерности распределения звукового поля возле оборудования. Тогда некоторые измерительные точки, которые будут ближе к стенкам помещения, будут показывать завышенные показатели, этот факт отображен на рисунке 2. Даже смещение оборудования от центра помещения на 0,5 м. по осям X и У изменяет поле распределения звукового давления.

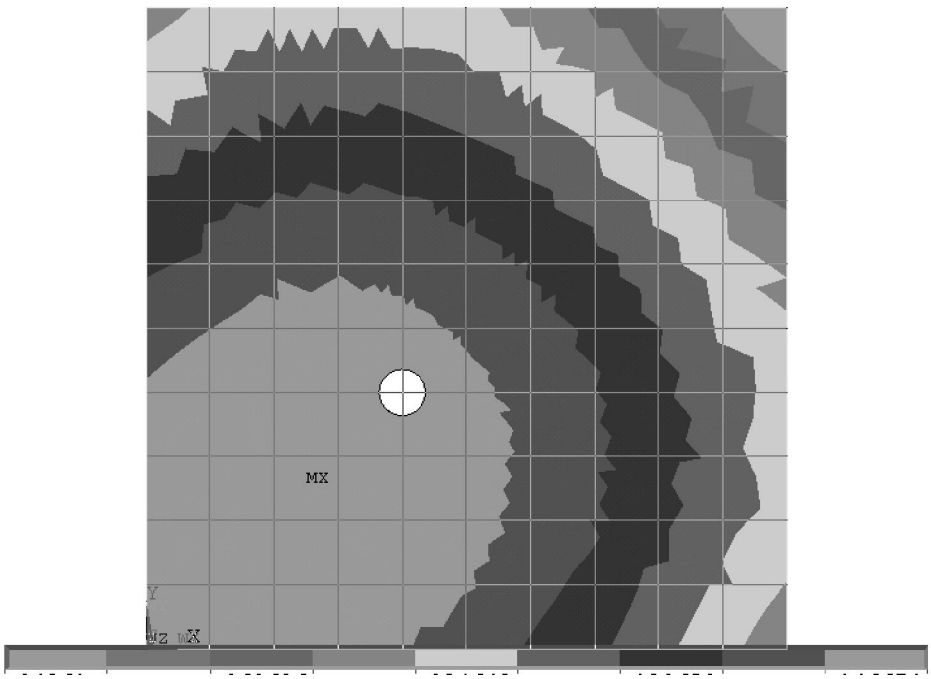


Рис. 2. Звуковое поле в квадратном помещении
при смещении оборудования от центра, f=63Гц

Для измерительных помещений в виде прямоугольника более равномерное звуковое поле получается также при размещении исследуемого оборудования на пересечении диагоналей прямоугольника. Смещение от центра оборудования к меньшей стороне приводит к образованию возле нее области высокого давления и установка в этой области микрофона приведет к завышенному результату. Смещение расположения оборудования к большей стороне прямоугольника дает более равномерное распределение звукового давления, но установка микрофона в этой зоне на расстоянии 1м также приведет к завышенным показаниям.

При размещении оборудования по центру помещения согласно рисунку 3 с размерами 2,2*2,6м звуковое поле вытягивается вдоль большего размера и следует ожидать, что измерительные точки, расположенные вдоль большего размера, попадут в зону большего давления.

На остальных низких октавных полосах частот 125-250 Гц. изолинии распределения звукового давления распологаются согласно рисункам 4 и 5. Неравномерность распределения звукового давления уменьшается, но могут возникать незначительные области повышенного давления, связанные с реверберацией стенок помещения. На частотах 500 Гц. и 1000Гц. зоны повышенного давления уменьшаются, что следует из рисунков 5 и 6. На высоких частотах распределение давления становится более равномерным, особенно на частоте 8000 Гц. что следует из рисунка 7.

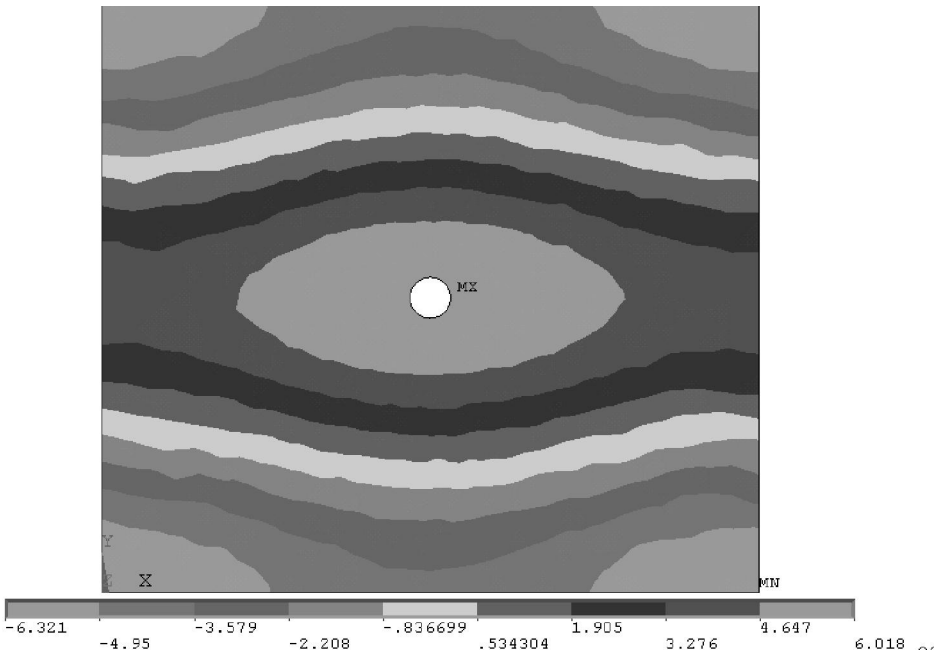


Рис. 3. Звуковое поле размещения
оборудование размещено по центру помещения 2*2,6м, f=63Гц

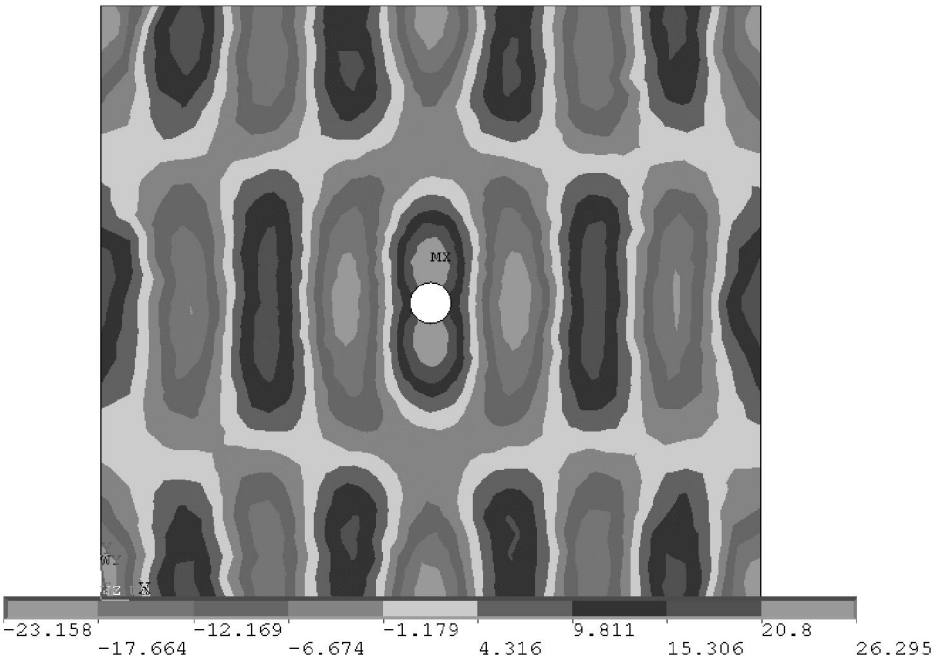


Рис. 4. Звуковое поле на частоте f=250Гц

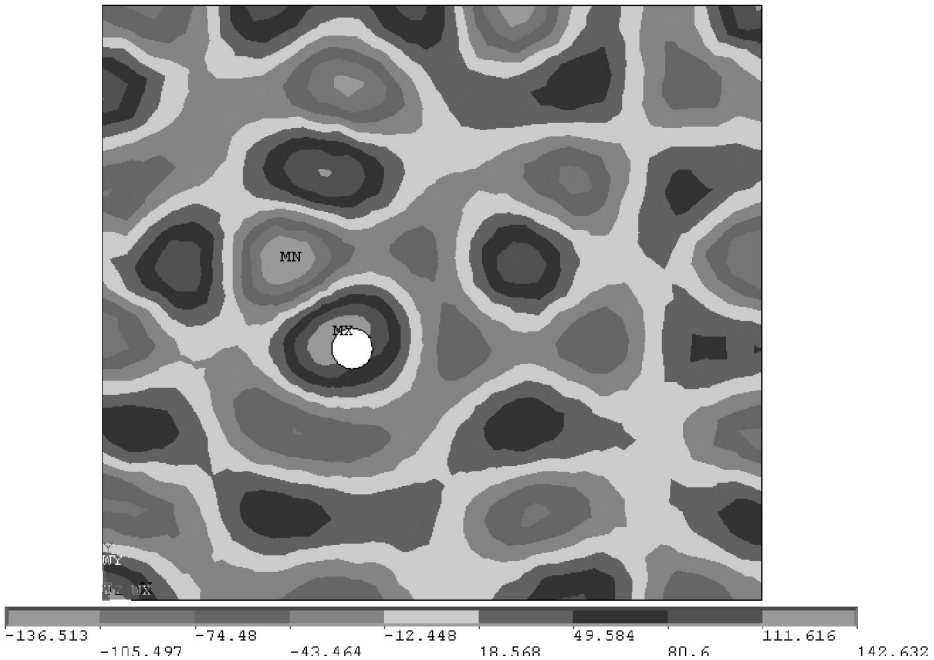


Рис. 5. Звуковое поле помещения 2,2*2,6м. оборудование размещено не в центре помещения, f=500Гц

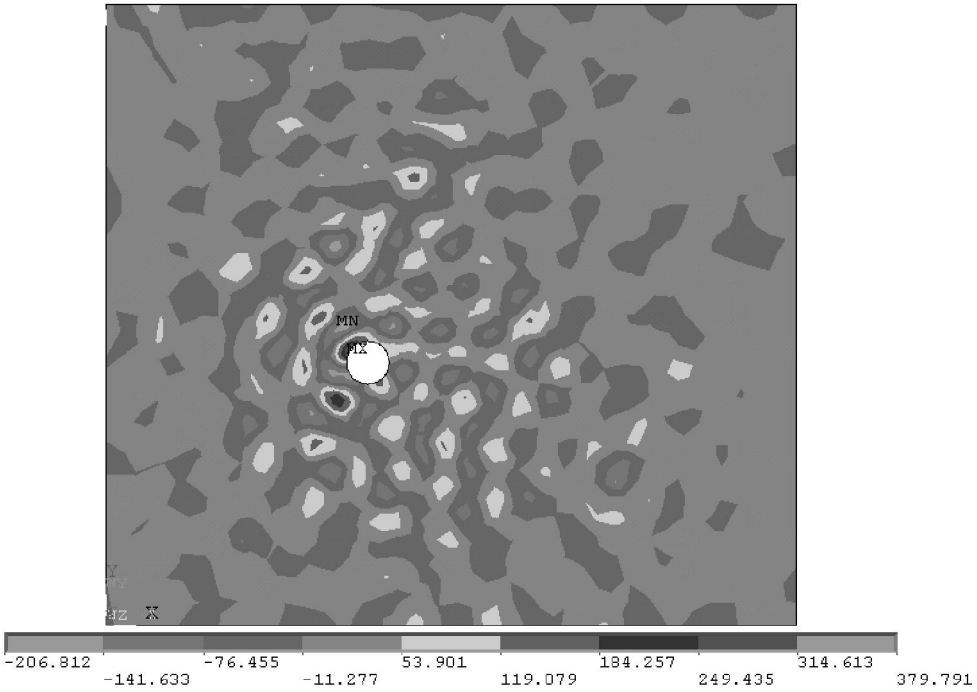


Рис. 6. Звуковое поле помещения 2,2*2,6м, f=1000Гц

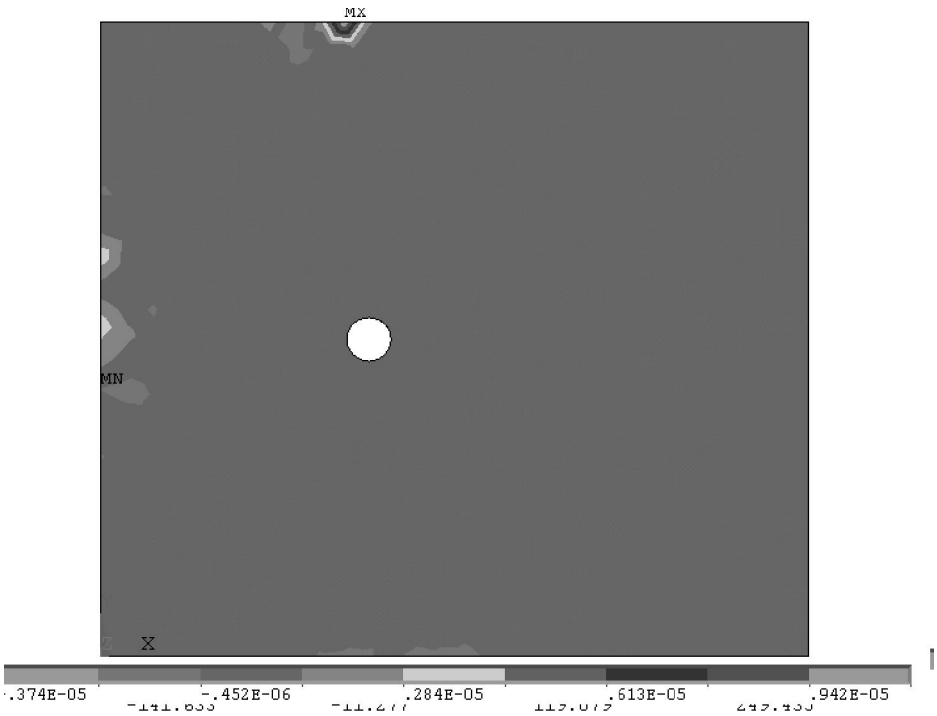


Рис. 7. Звуковое поле помещения 2,2*2,6м, f=8000Гц

Расчеты звукового поля при размещении оборудования не по центру измерительного помещения не изменяют распределения давления на высоких частотах.

Исходя из проведенных исследований можно констатировать, что наиболее неравномерное распределение звукового давления по измерительному помещению имеет место на низких полосах октавных частот. На средних полосах частот возникают незначительные зоны повышенного давления, на высоких

частотах – давление распределяется по объёму помещения равномерно. На распределение звукового давления влияет форма помещения. При проведении измерения уровней звукового давления в производственных помещениях нужно учитывать распределение звукового поля, особенно на низких частотах.

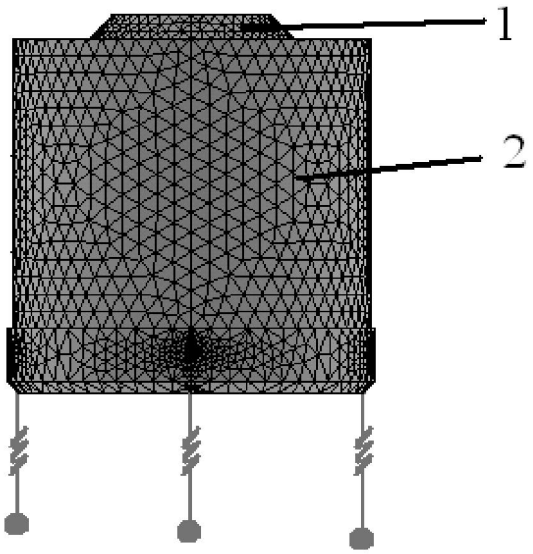


Рис. 8. Конечноэлементная модель картофелечистки МОК-150

Конструкцию оборудования моделируем с помощью СП на примере машины для очистки картофеля типа МОК-150, которая представлена на рисунке 8.

Согласно конструкции, корпус картофелечистки представляет собой цилиндр радиусом 0,374м, высотой 0,363м, расположенный на опорах на уровне 0,384 м от пола. Картофелечистка расположена в производственном помещении длиной 6м, шириной 4 м и высотой 3 м по центру.

В результате проведения численного моделирования получены значения амплитуд узлов модели на ряде исследуемых частот. Это дает возможность исследовать поля распределения звукового давления, которые возникают в помещении при работе оборудования.

Для моделирования днища корпуса, стенки, крышки и уплотнение будем использовать конечный элемент SOLID187, что представляет собой гексаэдр с восемью узлами. Каждый элемент имеет по 6 степеней свободы в каждом узле (перемещение UX, UY, UZ и повороты ROTX, ROTY, ROTZ).

Сопротивления картофелечистки и подшипники, в которых закреплен вал терочного диска, моделируем с помощью конечных элементов COMBIN14. Эти конечные элементы представляют собой упругие элементы, которые имеют два узла с тремя степенями свободы каждый (перемещение UX, UY, UZ). Реальными константами COMBIN14 является коэффициенты упругости, которые характеризуют жесткость опор картофелечистки и жесткость подшипникового узла рабочего вала.

Двигатель и сборочная единица «вал рабочего органа, рабочий орган и большой шкив клиноременной передачи» будем моделировать двумя точечны-

ми массами, то есть конечными элементами MASS21. Элемент MASS21 имеет три степени свободы (перемещение UX, UY, UZ).

Для определения собственных частот модели картофелечистки был проведен модальный анализ. В диапазоне частот от 0 до 8000 Гц были получены такие собственные частоты: 16,7; 27; 35,7; 159.7;225.4; 225.7;244.4; 245; 246.6; 289.6; 289.6; 329,2; 477.2; 508.0; 529.1; 605.5; 678.6; 682.9; 683; 749.4; 754.4; 771.6; 860.4; 863.5; 885.9; 925.6; 965 (Гц).

Анализ форм собственных колебаний корпуса картофелечистки дает возможность выявить зоны максимальных перемещений точек корпуса на собственных частотах.

Рассмотрим поведение модели при работе картофелечистки без продукта. При работе картофелечистки возникают вибрации от несбалансированости ротора двигателя и сборочной единицы: большой шкив, терочный диск, вал. Представим неуравновешенности от вращающихся частей в виде действия периодических круговых сил. Пусть на точечные массы MASS21 действует периодическая круговая нагрузка по закону:

$$F = F_0 \cos(\omega t + \varphi_0) \qquad (1)$$

где F_0 – амплитуда возмущающей силы, Н; ω; – круговая частота, рад/с; t – время, сек.; φ_0 – сдвиг фазы, рад.

В результате проведения гармоничного анализа получены численные значения амплитуды перемещений во всех узлах конечных элементов в исследуемом диапазоне частот. Изолинии перемещений точек корпуса на частоте 31,5 Гц представлены на рисунке 9. Максимальная амплитуда колебаний точек корпуса на данной частоте составила 0, 136 мм.

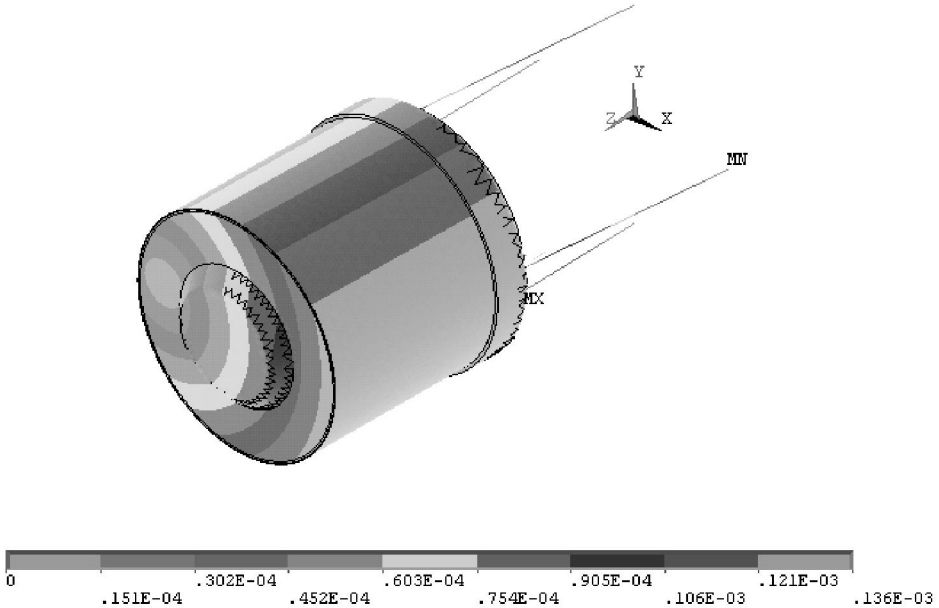


Рис. 11. Изолинии перемещений точек корпуса картофелечистки на частоте 32 Гц

Зависимость амплитуды колебаний от частоты представленная на рисунке 10 в точках 2 - стенка корпуса и 1 - крышка машины.

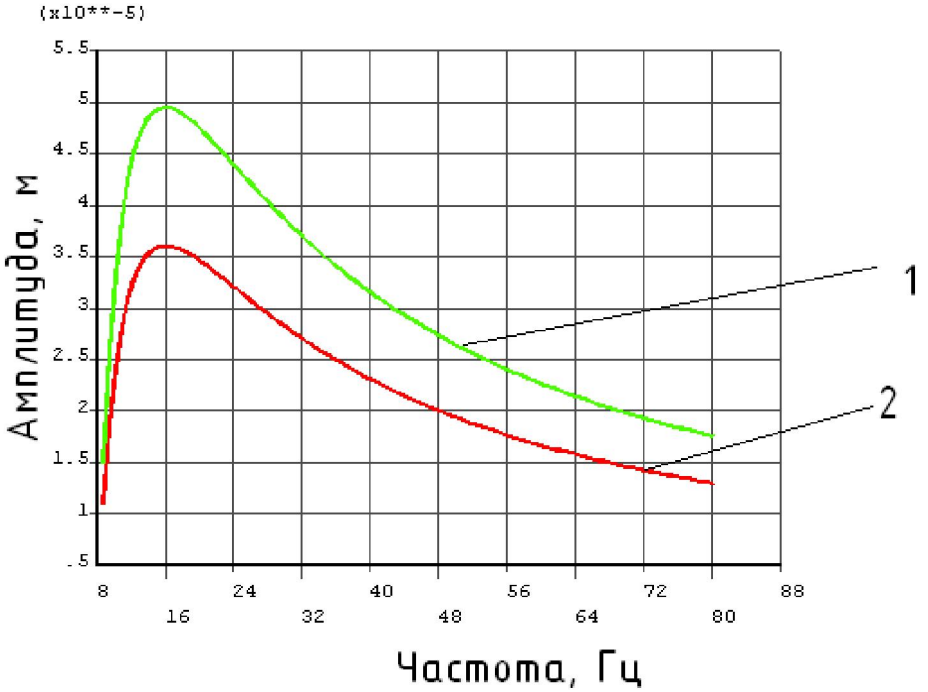


Рис. 10. Графики зависимости амплитуд колебаний в горизонтальной плоскости от частоты возмущающей силы в диапазоне от 8 до 80 Гц.
1 – стенка корпуса, 2 - крышка

Графики значения виброскоростей, полученных теоретически и экспериментально представлено на рисунке 11.

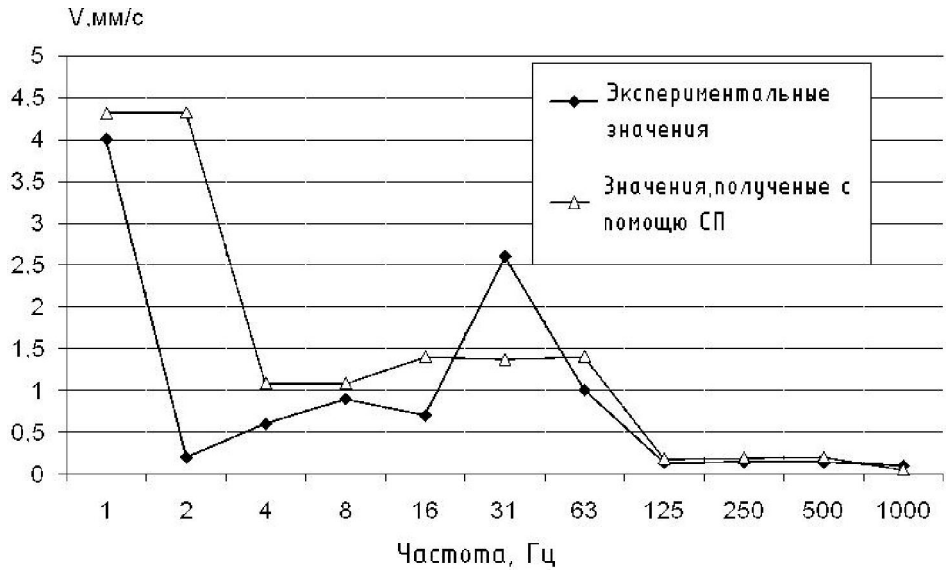


Рис. 11. Экспериментальные и теоретические значения виброскоростей, полученные в результате численного моделирования значения виброскоростей

Из графиков рисунка 11 видно, что характер изменения виброскоростей, полученных численным моделированием в основном отвечает экспериментальным значениям, за исключением области 31,5 Гц, близкой к резонансной частоте.

Проанализируем, как распределяется по помещению поле звукового давления, которое возникает при работе картофелечистки.

Для этого построим конечно-элементную модель среды помещения, в котором работает картофелечистка. Для моделирования воздушной среды производственного помещения был использован конечный элемент FLUID30. Элемент представляет собой тетраэдр с четырьмя узлами на вершинах. Каждый узел имеет три степени свободы (перемещение UX, UY, UZ). Для акустического элемента заданы свойства среды – плотность и скорость распространения звуковой волны в воздухе. Для элементов, которые контактируют со стенами и оборудованием задаем коэффициенты поглощения.

Конечно-элементная модель среды представлена на рисунке 12.

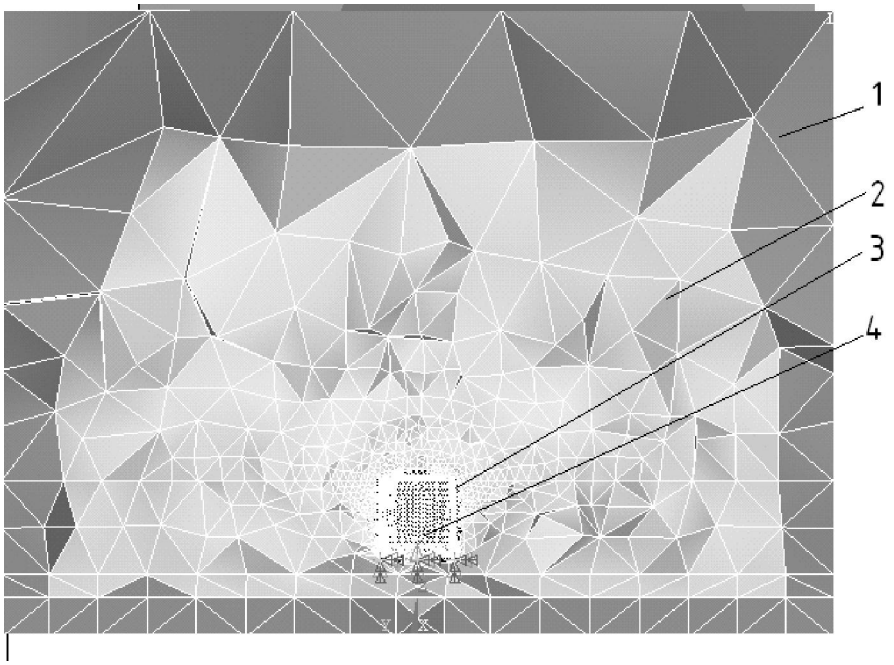


Рис. 12. Конечноэлементная модель производственного помещения в сечении плоскостью XOZ по центру.
1 – конечные элементы, которые контактируют со стенами; 2 – конечные элементы воздушной среды, которые не контактируют с поверхностями; 3 – элементы, которые контактируют с оборудованием; 4 – конечные элементы корпуса картофелечистки

В результате проведения расчетов получены значения уровней звукового давления в производственном помещении в октавных полосах частот приведены на рисунках 13-15.

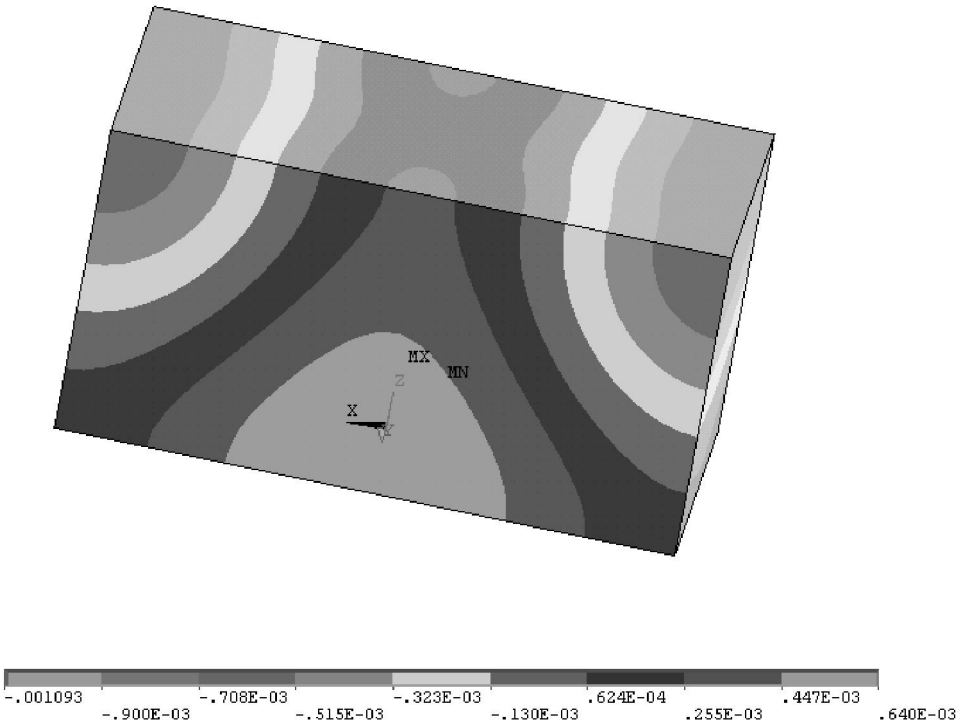


Рис. 13. Распределение поля звукового давления
по производственному помещению на частоте 63 Гц.

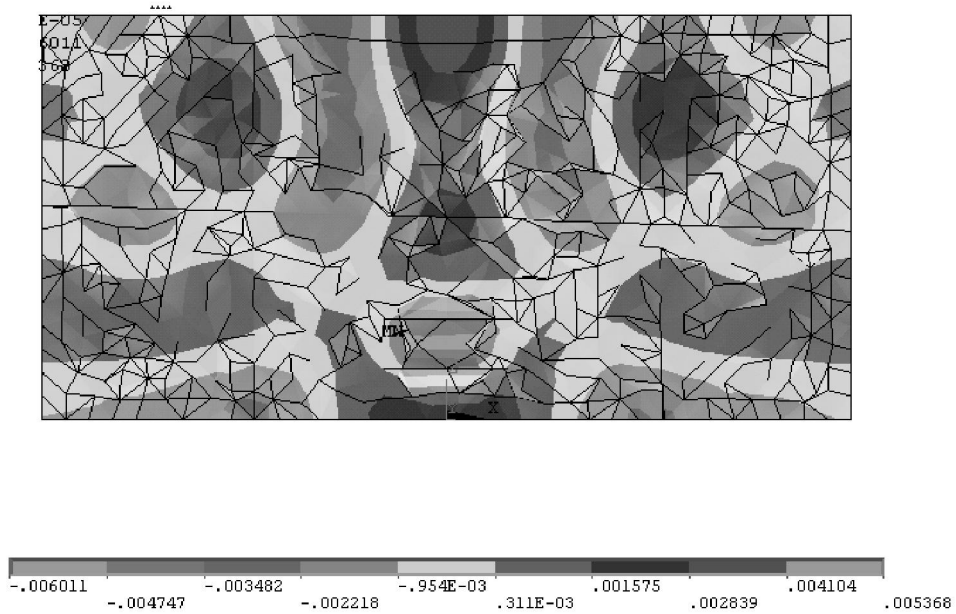


Рис. 14. Распределение поля звукового давления
в сечении помещения плоскостью YOZ на частоте 250 Гц

Рассечем комнату, где установлена картофелечистка, плоскостью XOY на расстоянии 0,5 м от уровня пола. Полученые изолинии распределения полей звукового давления на частоте 500 Гц приведены на рисунке 15. На расстоянии 1 м от машины уровень звукового давления составляет $7{,}86 \cdot 10^{-4}$ *Па.*

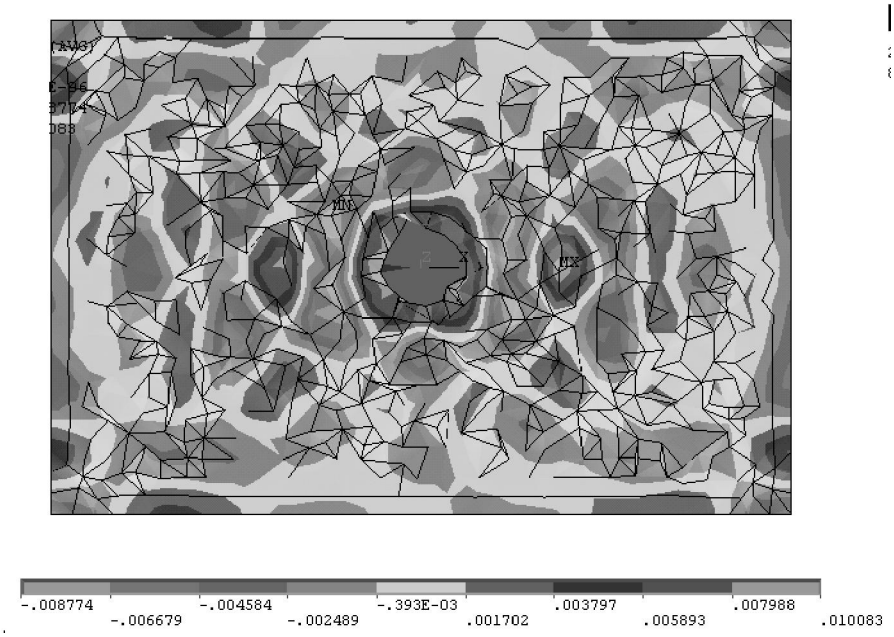


Рис. 15. Распределение давления в сечении помещения плоскостью YOX на частоте 500 Гц.

Поскольку при технических измерениях уровней звукового давления используют шкалу дБ, а при численном моделировании в СП рассчитывается значения давления в Па перевод полученных результатов моделирования находим из соотношения 1дБ=20мкПа.

На рисунке 16 представлены графики значений уровней звукового давления, полученных в результате эксперимента и рассчитанных численно с помощью программного комплекса СП.

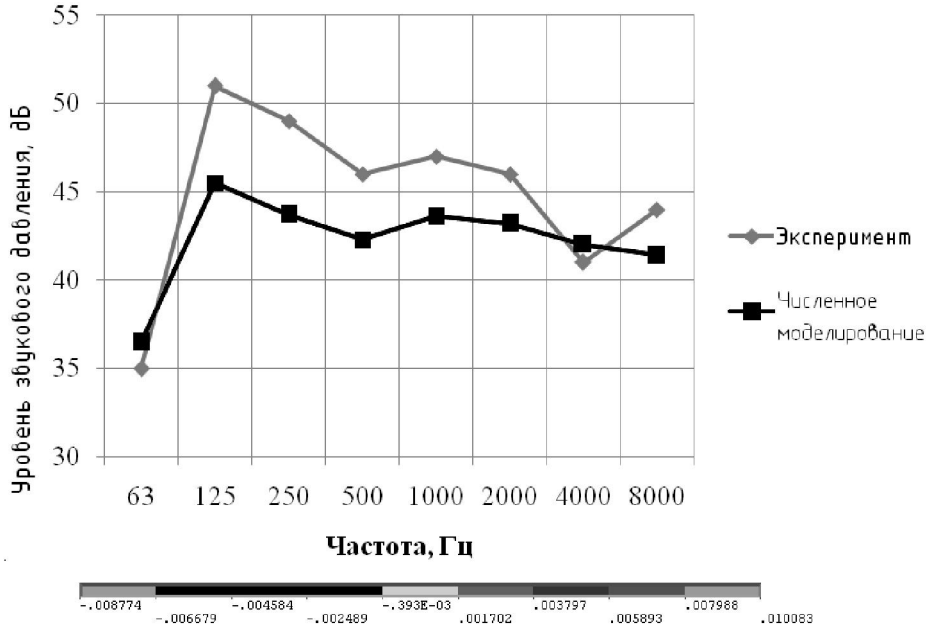


Рис. 16. Значение уровней звукового давления в октавных полосах частот на расстоянии 1м. от оборудования.

Анализ результатов моделирования позволяет сделать выводы, что погрешность при расчетах составляет 2,3-10,8%, что позволяет использовать данную модель для расчетов уровня шума, который создается при работе оборудования. Наименьшая погрешности соответствует средним и высоким частотам.

Выводы

1. На низких частотах распределение звуковых полей во помещении неравномерное, н средних частотах наблюдаются незначительные зоны повышенного давления, а на высоких давление распределяется по помещению равномерно. Смещение оборудования от центра помещения влияет на распределение звукового давления на низких и средних частотах.
2. Проведенный анализ источников шума и вибрации на примере машины очистки картофеля МОК-150 показал, что наиболее существенный вклад в формирование шума и вибрации, которые возникают при работе машины без продукта имеют несбалансированность на участке вал рабочего органа, рабочий орган и большой шкив клиноременной передачи и а так же на участке двигатель, малый шкив клиноремеой передачи.
3. Построенная конечноэлементная модель машины позволила численно рассчитать собственные частоты модели, значение амплитуд колебаний корпуса, и значение виброскоростей, которые в основном соответствует экспериментальным данным.
4. Полученные значения уровней звукового давления работе машины в производственном помещении имеют значения, близкие к экспериментальным. Погрешность расчетов 2,3-10,8% доказывает адекватность выбранной модели и возможность использования этой методики для инженерных расчетов
5. Анализ изолиний распределения звукового давки по помещению позволяет сделать вывод, что с увеличением частоты возмущающей силы звуковое давление распределяется по помещению более равномерно.

Литература

1. Иванов Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.
2. Инженерная и санитарная акустика. Сборник нормативно-методологичких документов – СПб, компания «Интеграл», 2008. 1 том – 822 стр.
3. Заплетников И. Н. Жидков Ю. В. Виброакустика машин очистки корнеклубнеплодов: Монография / Донецк: Норд-Пресс, 2008. - 147с.
4. Заплетников І. Н. Моделирование виброакустических процессов технологического оборудования пищевых производств. - Донецк: ДонГУЭТ, 2001. - 141 с.

5. Заплетников И. Н., Дахов А. Г., Булганов С. С. О повышении точности расчетов виброакустических характеристики картофелечисток – Вестник ДонНУЭТ: серия Технические науки; №1(49), 2009 г, с 24-30.
6. S. Moaveni, Finite Element Analysis: Theory and application with СП, Pearson Education, New Jersey, 2003, 822p.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА УЛУЧШЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Иванов Ю.В.
НПО «Средства охраны труда», Ижевск, Россия

Кузнечно-прессовые машины представляют весьма значительную часть среди парка металлообрабатывающего оборудования, составляя основу заготовительного производства машиностроения. Многообразие технологических операций предопределяет использование многочисленных, различных типов машин и механизмов, как в составе базовых конструкций, так и при использовании средств механизации и автоматизации. Существующий парк кузнечно-прессового оборудования возможно представить машинами ударного действия в виде кузнечных штамповочных и ковочных молотов, а также машинами квазистатического действия, значительную часть которых составляют многочисленные конструкции прессов. Эксплуатация указанных машин сопровождается генерацией технологических, импульсных, ударных и квазистатических нагрузок на заготовку, что приводит к возникновению шумов и вибраций, существующий уровень которых значительно превышает санитарные нормы. В современных условиях предъявляются высокие требования к конкурентоспособности, промышленной безопасности кузнечно-прессовых машин и превышение действующих значений шумов и вибраций негативно отражается на состоянии здоровья персонала, препятствуя привлечению новых кадров.

Кузнечные молоты традиционно являются источниками импульсного шума, с уровнем звукового давления 120-140 дБА, что на 40-60 дБ превышает существующие санитарные нормы. Прессовое оборудование генерирует шумы несколько меньшего уровня составляющие 115-120 дБА, что тоже превышает нормативные значения.

По результатам анализа установлено, что в структуре шумовых воздействий молотов присутствуют составляющие механических шумов от соударения базовых деталей молота и определенный вклад вносят аэродинамические шумы от воздействия воздушной струи при соударении штампов.

Экспериментальные исследования структуры шумов показали, что максимальные значения уровня импульсного шума возникают раньше, чем произошло смыкание штампов при «жестких» ударах молота. Скорость движения акустического возмущения оказывается больше, чем скорость звука в среде, в которой распространяется акустическая волна, вызванная движениями частей молота, таким образом акустическое возмущение среды возникает раньше, чем произошел технологический удар от соударения штампов. Воздушный выхлоп

из межштампового пространства в момент удара создает скачек давления, воспринимаемый как ударная волна. Шум, создаваемый волной сжатого воздуха, кратковременный, однако его интенсивность достигает более 140 дБА. Указанное явление является самостоятельным, дополнительным источником генерации шума кузнечным молотом.

Аналогичный результат зафиксирован в работе Гумберта [1], где отмечено, что вытекающий из межштампового объема сжатый воздух на расстоянии 0,5 м от молота создает величину звукового давления до 160 дБА. Импульсный шум такой интенсивности оказывает серьезное болевое воздействие на персонал обслуживающий молот.

Мероприятия по снижению механических шумов известны и широко применяются в промышленности для защиты персонала [2]. Реализация технических решений сводится к уменьшению скоростей соударения сопрягаемых деталей путем использования звукопоглощающих покрытий и кожухов.

При разработке мер снижения аэродинамических шумов следует учитывать тот факт, что источником данных шумов является турбулентное движение импульсной, газовой струи. При проектировании устройств, снижающих шум, следует использовать теорию газовой динамики, учитывающую поведение газовых струй, знать форму, размеры струи и изменение ее параметров во времени.

Для уменьшения аэродинамического шума необходимые технические решения следует реализовывать по двум направлениям: активное и пассивное снижение шума. Первое направление реализуется в устройствах, воздействующих на воздушную струю и снижающих ее скорость при сближении штампов. Конструктивно данное техническое решение может быть реализовано в виде дополнительных замкнутых канавок, выполненных на свободной от гравюры поверхности зеркала половин штампа (рис.1).

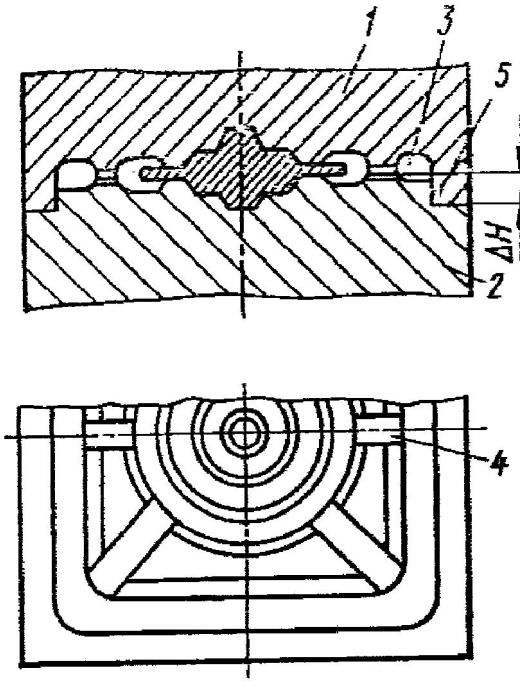


Рис. 1

При смыкании половин штампов1,2 канавки 3,4 образуют систему замкнутых каналов. При этом воздушный поток распределяется по этим каналам, за счет внезапных расширений и создания встречных потоков, что способствует уменьшению скорости движения струи, соответственно снижается аэродинамический шум. Объем канавок должен быть достаточным для того, чтобы давление сжатого воздуха в межштамповом пространстве, даже после смыкания полостей половин штампа, увеличивалось незначительно по сравнению с давлением окружающей среды.

Устройства пассивного снижения шума, не воздействуя на источник, генерирующий шум, ограничивают распространение звука в изолированной области. К ним относятся экраны (рис.2), турбулизаторы, сетки, установленные вокруг зоны сопряжения штампов под определенным углом к плоскости разъема и на расстоянии не большем, чем длина участка струи, генерирующей шум.

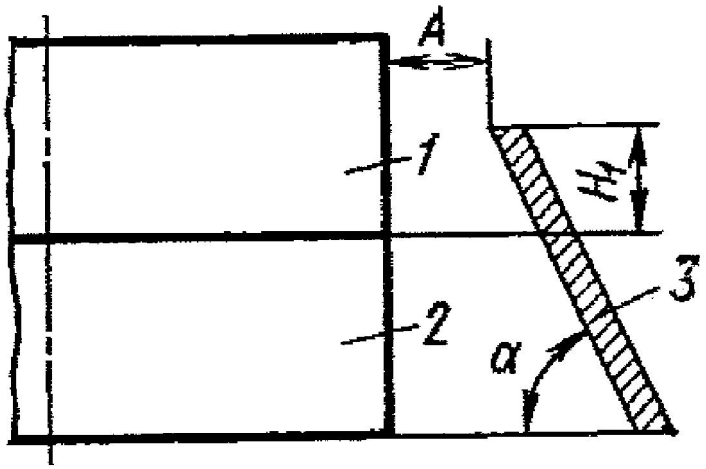


Рис. 2

В противном случае их акустическая эффективность уменьшается.

При проектировании устройства необходимо определить H_1 высоту перекрытия плоскости разъема штампов 1,2 экраном 3.

Конструктивные параметры канавок определяются исходя из закона сохранения энергии приведенного к виду:

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{G_c}{W} kRT - k\frac{p}{W}\frac{dW}{dt},$$

где p – давление потока в межштамповом объеме;

W – текущий объем межштампового пространства;

G_c – суммарный текущий расход воздуха, истекающего из межштампового объема;

k – показатель адиабаты воздуха;

R – универсальная газовая постоянная;

T – температура воздуха в межштамповом объеме.

Объем канавок выбирается с учетом обеспечения относительной начальной скорости воздушной струи (число Маха) равной примерно 0,1, т.к. при этой скорости звуковая мощность струи не превышает 100 дБА.

При конструировании акустического экрана его целесообразно располагать на расстоянии $A \leq (5 – 6)\Delta H$ от боковой поверхности штампа под углом α, который варьируется от 60 до 90°. Комплексное применение указанных мероприятий позволяет уменьшить акустическую мощность аэродинамической составляющей структуры шума молота на 30 – 35 дБ. При этом повышается безопасность труда на рабочих местах.

Наряду с основными источниками шума работа кузнечных молотов сопровождается дополнительными источниками шума, генерируемого вспомогательными механизмами сдувки окалины и технологической смазки. Данные механизмы работают в периодическом, импульсном режиме, создавая шум с уровнем звука 96 – 108 дБА, что негативно сказывается на обслуживающем персонале. Существующие конструкции сопел выполняются в виде камерного глушителя с адсорбентом на внутренней поверхности, однако данная конструкция ограничивает эффективность работы механизма сдува.

Аэродинамический шум механизма сдувки представляет из себя шум свободно истекающей газовой струи при критическом и за критическом отношении давлений в полости истечения к внешней среде. Он обусловлен вихреобразованием за счет перемешивания частиц газа, имеющих большую скорость истечения, с частицами неподвижного окружающего воздуха и создающего турбулентные пульсации давления. Для профилирования геометрии необходимых пневматических сопел следует использовать положения газовой динамики из теории взаимодействия газовых струй.

Разработана гамма конструкций пневматических сопел, в которых использованы основные положения теории газовых струй. Общая схема устройства (рис.3) представлена в виде небольшой камеры расширения с соотношением ее диаметра к диаметру входного канала равным 2. Выходной канал выполняется многоструйным, и содержит 16 отверстий, размещенных концентрично. Протяженность выпускных каналов составляет не менее 5 калибров выпускных струек. Ряд условных диаметров конструкций составляет $(8 – 16)\cdot 10^{-3}$ м. Использование многоструйного пневматического сопла позволяет трансформировать газовую струю, разделить ее на составляющие и при этом уменьшить турбулентность потока при истечении и соответственно шум. Уровень звука указанных конструкций при давлении 0,2 МПа составляет 75 дБА, а при давлении 0,5 МПа – 82 дБА.

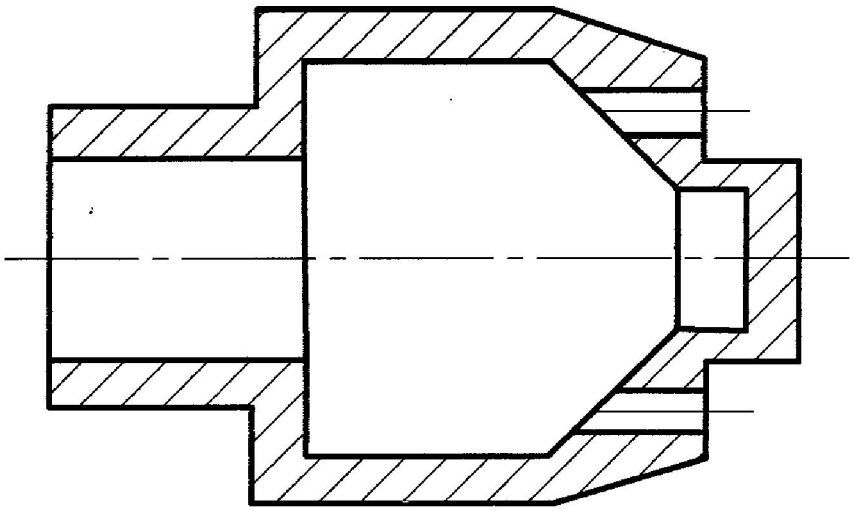


Рис. 3

Многочисленное прессовое оборудование обладает своими источниками, которые генерируют импульсные шумы. Для данного оборудования характерны механические шумы из зоны обработки, особенно при выполнении разделительных операций. Уровень звука при этом составляет 110 – 115 дБА. Типичные методы снижения данного шума включают использование акустического экрана рабочей зоны пресса из волокнистого материала и изменение углов торцевых поверхностей пуансона и матрицы, что уменьшает шум. Наиболее важным источником негативной акустики в прессовом цехе является аэродинамический шум при выпуске сжатого воздуха из пневмораспределителя системы управления прессом. Указанные источники шума характерны для кривошипных горячее-штамповочных прессов, обрезных прессов, листоштамповочных прессов, гильотинных пресс-ножниц, горизонтально-ковочных машин, составляющих разнообразный и многочисленный парк оборудования.

Существующие конструкции глушителей [3], в которых используются пористые акустические элементы, имеют весьма ограниченный ресурс эффективной работы, вследствие закупорки пор частицами взвеси масла, пыли, конденсата и окалины. Указанное, приводит к повышению давления в заглушаемой полости пневмораспределителя и последующему разрушению акустического элемента. Повышение противодавления в полости увеличивает гидравлическое сопротивление магистрали управления муфтой и тормозом пресса, что приводит к сдваиванию ходов пресса и аварийной ситуации с оператором.

Сочетание акустического и газодинамического расчета [4] с использованием теории газовых струй позволило создать конструкцию реактивного глушителя (рис.4) с плоскими щелями на боковой поверхности, обеспечивающего снижение шума на уровне конструкций глушителей ведущих зарубежных фирм (Herion, Ross), но обладающего повышенной долговечностью. Ресурс работы предложенных глушителей составляет более 15 лет без изменения эффективности работы. Основу газодинамического расчета составляют зависимости исходящие из уравнения сохранения энергии и постоянства секундного расхода по

тракту пневмосистемы, которые возможно представить в виде изменения давления и массы энергоносителя в камерах глушителя по времени

$$\begin{cases} \dfrac{dp_i}{dt} = \dfrac{kRT_0}{V_i} \cdot (K_{npi} G_{секпрi} - K_{расхi} G_{секрасхi}) \\ \dfrac{dm_i}{dt} = K_{npi} G_{секпрi} - K_{расхi} G_{секрасхi} \end{cases}$$

где p_i – давление в камерах глушителя;

T_0 – температура в заглушаемой полости пневмораспределителя;

V_i – скорость потока энергоносителя в камерах глушителя;

$K_{прi}$, $K_{расхi}$ – коэффициенты сжатия струи прихода и расхода в камерах глушителя;

$G_{секпрi}$, $G_{секрасхi}$ – расход энергоносителя при входе и выходе из камер глушителя;

m_i – масса энергоносителя в камерах глушителя.

Рис.4

Функционирование данных глушителей связано с трансформацией газового потока, изменения параметров турбулентной струи, уменьшением скорости истечения энергоносителя и аэродинамического шума. При этом турбулентная струя источника шума в камерах глушителя обеспечивает создание встречных потоков, рассеивание их на мелкие струйки, скорость которых на выходе существенно уменьшается. Указанные мероприятия позволяют уменьшить уровень шума на 20 – 25 дБ.

Результаты исследований позволили создать гамму конструкций глушителей шума охватывающих все конструкции пнемораспределителей кузнечно-прессовых машин и механизмов, которые обеспечивают эффективное функционирование без обслуживания в течение длительного срока эксплуатации (рис.5), изготавливаются серийно и могут быть рекомендованы к внедрению в кузнечных цехах.

Рис.5

Таким образом, реализация предложенных мероприятий в области снижения аэродинамического шума позволяет привести существующие параметры акустической активности кузнечно-прессовых машин и механизмов в соответствие с санитарными нормами, повысить безопасность труда в кузнечных цехах и обеспечить снижение травматизма и профзаболеваний персонала.

Литература

1. Гумберт Г. Исследование шума при работе молотов и мероприятия по его снижению // Экспресс-информация «Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства».- М.: ВИНИТИ, 1982. - № 14. – С. 1 – 27.
2. Заборов В.И., Клячко Л.Н., Росин Г.С. Защита от шума и вибрации в черной металлургии. – М.: Металлургия, 1988. – 216с.
3. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1981. – 247с.
4. Иванов Ю.В., Коган М.С. Анализ шумообразования при работе механических прессов и опыт снижения акустической активности пневмомеханизмов системы управления // Вестник ИжГТУ.2006.№2.С. 49-52.

ЗОНЫ ВИБРАЦИОННОГО ВЛИЯНИЯ ИСТОЧНИКОВ И МЕРЫ ЗАЩИТЫ

Калашникова Н.К. [1], *Гончаренко И.А.* [2], *Руднева Е.А.* [1],. *Клименкова О.И*[3]
ФГУЗ "Центр гигиены и эпидемиологии в городе Москве", Москва, Россия (1),
ГУП "НИ и ПИ Генплана Москвы", Москва, Россия (2),
ООО ПБ ЦЭИ, Москва, Россия (3)

Критерии безопасности вибрационного воздействия на человека устанавливаются санитарными нормами СН 2.2.4/2.1.8.566-96 "Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий" [1], которые определяют предельно-допустимые и допустимые уровни на рабочих местах, в помещениях жилых, административных и общественных зданий, а также ГОСТ 12.1.012-2004. «Вибрационная безопасность. Общие требования» [2].

Основными источниками вибрации в жилых и общественных зданиях являются транспорт, оборудование и технологические процессы промышленных предприятий, инженерно-технологическое оборудование самих зданий.

Наибольшее воздействие оказывает на человека внутригородской транспорт, особенно трамваи, железнодорожный подвижной состав, а так же линии, представленные тоннелями мелкого заложения и открытыми участками метрополитена. Вибрация, возникающая в зданиях от движения поездов и трамваев, имеет нерегулярный прерывистый характер. По мере удаления источника амплитуда колебаний снижается.

В крупных городах с развитием транспортных магистралей и увеличением транспортных потоков площади виброопасных территорий с каждым годом увеличиваются.

В московских городских строительных нормах МГСН 2.04-97 [4] для жилых зданий высшей категории комфортности установлены нормативы по вибрации на 3 дБ «жестче», чем в санитарных нормах [1]. При выполнении этих требований защитная зона тоннелей метрополитена мелкого заложения увеличивается до 60 метров, что накладывает существенное ограничение на размещение и конструктивное исполнение строящихся зданий.

Протяженность зоны воздействия вибраций определяется величиной их затухания в грунте, которая, как правило, составляет 1 дБ/м (в водонасыщенных грунтах она несколько меньше). Исследования показали, что колебания по мере удаления на различное расстояние от тоннеля метрополитена затухают, однако это процесс немонотонный, он зависит от составных звеньев на пути распространения вибрации: рельс – стена тоннеля – грунт – фундамент дома – строительные конструкции. В тех случаях, когда здания располагаются в непосредственной близости от рельсовой дороги, вибрации в них могут превышать допус-

тимые значения, установленные санитарными нормами**,** до 20 дБ. В спектральном составе вибрации преобладают составляющие в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 16, 31,5 и 63 Гц.

В таблице 1 приведены зоны распространения вибрации, регистрируемые при проведении натурных исследований. [5].

Таблица 1

Вид источника вибрации	**Доминирующие частоты, Гц**	**Размер зоны воздействия, м**
Автомобильная магистраль	10-20	40-100
Железная дорога	10-60	150-300
Наземная линия метрополитена	30-60	40-120
Трамвайная линия	20-45	150 –300

В настоящее время согласно п.2.6. [3] для автомагистралей, линий железнодорожного транспорта, метрополитена, гаражей и автостоянок, а также вдоль стандартных маршрутов полета в зоне взлета и посадки воздушных судов, устанавливается расстояние от источника химического, биологического и/или физического воздействия, уменьшающее эти воздействия до значений гигиенических нормативов (далее – санитарные разрывы). Величина разрыва устанавливается в каждом конкретном случае на основании расчетов с последующим проведением натурных исследований и измерений.

Измерения, выполненные в ЦАО г. Москвы при оценке влияния движения трамваем на здания, расположенные на расстоянии 10-15м от трамвайных путей, показали, что уровни вибрации, могут превышать допустимые уровни на 10-15дБ.

По данным обследований санитарный разрыв для трамвайной линий, обеспечивающий нормативные уровни вибрации в жилых домах составляет 40-60м от оси ближнего пути. [6].

По результатам измерений, выполненных различными организациями в г. Москве, санитарный разрыв от железнодорожного пути при прохождении тепловозов, грузовых поездов составляет не менее 60м и зависит от состава грунта, грузоподъемности и скорости движения состава и пр.

В настоящее время при проектировании новых объектов рядом с транспортными магистралями и тоннелями метрополитена, специализированные организации проводят натурные измерения уровней распространяющейся вибрации в грунте и осуществляют прогнозную оценку колебаний в проектируемых зданиях, а также и при необходимости разрабатывают мероприятия по защите зданий от проникающей вибрации.

Анализ подобных виброакустических расчетов показывает, что из-за отсутствия единой утвержденной методики и программы пересчёта уровней вибрации в грунте в уровни колебаний перекрытий в проектируемом здании**,** представляемые результаты разными организациями для одного и того же объекта могут отличаться до 10 дБ.

Для снижения вибрации применяется несколько способов. Например, ис-

пользуются виброзащитные конструкции железнодорожного пути, позволяющие снизить вибрации в зданиях на 20-25 дБ; экранирующие траншеи в грунте, снижающие колебания на 6 дБ; конструкции зданий на виброизоляторах, и конструкции зданий из монолитного железобетона, снижающие колебания на 6 и 20-25дБ соответственно. Как правило, такой эффективности бывает достаточно для обеспечения требований санитарных норм в административных и общественных зданиях, санитарный разрыв для которых при воздействии метрополитена составляет порядка 25 м, при воздействии железной дороги – до 50 м, а трамвайной линии – до 30 м.

В жилых домах, где вибрации превышают нормативные значения более чем на 15 дБ, выполняется комплекс из нескольких защитных мероприятий, так как только в этом случае могут быть обеспечены допустимые уровни.

Указанные выше мероприятия в каждом конкретном случае имеют свои достоинства и недостатки. Например, виброизоляция зданий типовых серий из сборного железобетона может выполняться только путем снижения колебаний в источнике или на пути распространения волн в грунтовой среде. Виброизоляция реконструируемых зданий, как правило, обеспечивается конструктивными мероприятиями – применением соответствующей схемы несущего каркаса и назначением жесткостей конструктивных элементов. В зданиях высотой 20 и более этажей снижение вибраций осуществляется за счет использования монолитного каркаса. Здания небольшой и средней этажности, имеющие жесткий каркас, изолируются упругими элементами.

Источниками вибрации и повышенного шума на жилых территориях, могут быть пролеты самолетов со сверхзвуковой скоростью. Создающаяся ударная волна вызывает вибрации конструкций зданий. Особенно это характерно для деревянных домов. По литературным данным [8] 63% из опрошенных людей, обращающихся с жалобами в Лос-Анджелесе**,** беспокоило воздействие многочисленных тренировочных пролетов на сверхзвуковых самолетах SR-71 американских воздушных сил. Отмечались следующие последствия пролета самолетов: вибрация стен домов и межкомнатных перегородок, оконных стекол, посуды.

В таких случаях рекомендуется проектировать и строить жилые дома в шумо- и виброзащитном исполнении.

При работе на промышленных предприятиях мощных поршневых компрессоров могут возникать резонансные колебания в соседних зданиях: вибрация пола, мебели, звон посуды в шкафах. В Москве был зафиксирован случай передачи низкочастотной вибрации по грунту от компрессорной предприятия во вновь построенное жилое здание, расположенное на расстояние 800 м. В данном случае решением проблемы стало изменение частоты колебаний поршня компрессора.

Источником вибрации является работа вибраторов при разгрузке сыпучих материалов (цемента, песка и пр.) в железнодорожных вагонах. Зона повышенного шума составляет 250-300 м, а регистрируемая приборами зона распространения вибрации составляет до 100 м.

В условиях плотной городской застройки строительство новых зданий, как известно, сопряжено со значительными неудобствами для жителей близлежащих домов. Эти неудобства, в частности, связаны с использованием строительной техники и оборудования. Большое количество нареканий вызывает, например, забивка свай и шпунта, которая сопровождается не только повышенными уровнями шума, но и вибрацией. Зона такого вибрационного воздействия источника может составлять 90 м, а при использовании вибропогружателей – более 100 м. Замена технологии динамического погружения на технологию устройства буронабивных или задавливаемых свай практически полностью исключает неблагоприятный виброакустический фактор.

Рассмотрим более подробно технологические процессы при строительстве, которые сопровождаются наибольшим вибрационным воздействием.

1. Возведение ограждений котлованов и свайных оснований.

1.1. Процесс вибропогружения характеризуется наиболее сильным вибрационным воздействием из всего перечня технологических динамических процессов, применяемых в строительстве.

Например, в процессе вибропогружения шпунта при сооружении камер для проходческого комплекса Лефортовского тоннеля зона повышенного вибрационного воздействия составляла в радиусе приблизительно 100 м.

1.2. Ударное погружение шпунта и свай – второй по «мощности» динамический процесс при строительстве. Зона влияния процесса ударного погружения в зависимости от мощности применяемого копрового оборудования может составлять для жилых зданий приблизительно 20 – 60 м.

Мероприятия по снижению вибрационного воздействия, вызванного ударным и вибропогружением шпунта и свай, как правило, заключаются в замене указанных технологических процессов на процессы, в основе которых лежит технология создания ограждений и оснований из буронабивных, в том числе, буросекущихся свай. Процесс возведения буронабивных свай производится в два этапа: бурение скважины и заполнение ее бетоном. Несмотря на то, что при бурении так же применяется динамический процесс разработки грунта режущим инструментом, он, (по данным фонда «Экогород») не сопровождается сколько-нибудь существенными вибрациями.

2. Вскрытие (разрушение) старого асфальтового (асфальтобетонного, бетонного и т.п.) покрытия автодорог и тротуаров навесным ударным оборудованием, установленным на тракторах и другой строительной технике.

Зона воздействия на жилые здания такого процесса не исследовалась, но, например, при проведении указанных работ вблизи одного из старых зданий в районе Таганской площади произошла сильная раскачка перекрытий, что вызвало жалобы людей, работавших в этом здании.

Мероприятиями по снижению указанного воздействия может служить замена ударного оборудования на менее мощное, вплоть до применения ручного инструмента.

Также источниками вибрационного воздействия могут быть: складирование строительных конструкций и материалов, движение тяжелой гусеничной и строительной техники, разработка грунта.

В целом можно сказать, что для защиты жителей ближайших домов от негативного вибрационного и акустического воздействия строительные работы вблизи жилых зданий необходимо проводить только в дневное время суток. В исключительных случаях в ночное время разрешается выполнять технологические операции, не сопровождающиеся повышенными уровнями шума и вибрации, и не беспокоящие жителей.

Помимо внешних источников вибрации, оказывающих влияние на жилые и общественные здания, большое гигиеническое значение имеют внутренние источники.

По конструкциям здания может передаваться вибрация от работы инженерного оборудования и оборудования встроено- пристроенных помещений: лифтов, насосов, вентагрегатов, трансформаторов и т. п..

При работе электродвигателя лифта возникают вибрационные колебания основания, на котором он установлен.

Для защиты от структурного шума лифтовой установки ее приводной двигатель с редуктором и лебедкой, устанавливаемые обычно на одной общей раме, должны быть виброизолированы от опорной поверхности. Современные лифтовые приводные агрегаты комплектуют виброизоляторами, установленными под металлическими рамами, на которых жестко крепят двигатели, редукторы и лебедки, в связи с чем дополнительная виброизоляция приводного агрегата, как правило, не требуется. В практических целях необходимо следить за тем, чтобы виброизоляция не была нарушена случайными жесткими мостиками между металлической рамой и опорной поверхностью, подводящие электрокабели должны иметь достаточно длинные гибкие петли, проведена виброизоляция лебедок.

При размещении электрогидравлической платформы для перемещения автомобилей в подземный гараж, встроенный в жилое здание, вибрация по конструкциям дома может передаваться в жилые помещения.

По результатам измерений уровней вибрации в помещении жилой комнаты, расположенной непосредственно над лифтовой шахтой, выполненные НИИСФ [7], повышение вибрации на стене комнаты по отношению к фоновым уровням составляет от 21 до 24дБ(на частотах 31.5, 125Гц). Источником вибрации являлась платформа модели TOTELMOVE 30L (производитель – компания O.ME.R.S.p.A), грузоподъемностью до 3 т., которая скользит по направляющим стойкам, расположенным с одной стороны. Крепление стоек осуществляется к бетонной стене толщиной 15-20 см.

В данном случае эффективность виброзащитных мероприятий должна быть не менее 25 дБ. Поэтому предложен комплекс мероприятий: применение виброизолирующих креплений направляющих балок с эффективностью снижения уровней звуковой вибрации на частоте 63-125 Гц не более 10-15 дБ; установка подъемника и механизма открывания ворот на отдельную конструкцию,

не связанную с конструкциями здания; выполнение движения платформы по четырем направляющим; конструкция виброизолирующего основания и звукопоглощающих облицовок выбираются на основе расчетов при условии обеспечения максимальной эффективности в диапазоне частот 31,5-800 Гц.

В условиях недостаточности площадей под застройку часто трансформаторные подстанции размещают в административно-общественных и даже жилых зданиях. Трансформаторы являются источниками вибраций, вызывающих распространение по строительным конструкциям вторичного шума в диапазоне частот 50- 100 Гц. Для уменьшения передачи вибрации трансформаторы должны быть установлены на пружин-резиновые виброизоляторы.

В современной практике городского строительства на цокольных, первых этажах и в пристройках к жилым домам размещают объекты различного назначения, в том числе культурно-развлекательного и спортивного характера. Поскольку функционирование данных учреждений связано с эксплуатацией специального оборудования, являющегося дополнительным источником вибрации и шума, у жителей домов появляются обоснованные претензии по ухудшению условий их проживания.

Из практики рассмотрения жалоб санитарно-эпидемиологической службой можно привести пример.

Во встроенно-пристроенной части 22-х этажного жилого дома был размещен боулинг на 4 дорожки. Машинное отделение боулинга расположено в пристроенной части, под каждой дорожкой устроен плавающий фундамент. Между встроенной частью и жилыми этажами находился технический этаж высотой 2.2м. После ввода в эксплуатацию объекта жильцы дома с 3 по 7 этажи стали жаловаться на повышенный шум и вибрацию. Измерения на 3-7-м этажах показали превышение нормативных уровней вибрации до 5дБ, а шума до 14 дБ для ночного времени суток. При обследовании боулинга было выявлено отступление от проектных решений.

Для улучшения ситуации были выполнены виброзащитные мероприятия, а именно**:** переделаны фундаменты под дорожками для боулинга; потолок и стены на техэтаже облицованы звукопоглощающим материалом; колонны, поддерживающие жесткость конструкции дома до 22 этажа, на техэтаже были обложены с внешней стороны мешками с песком на высоту 1.5м. Контрольные исследования шума и вибрации в квартирах жильцов показали отсутствие превышений допустимых уровней. Однако в жилых квартирах 3-го этажа шум продолжал субъективно прослушиваться и беспокоить жильцов.

Меры по снижению шума такого рода механизмов не всегда эффективны, поэтому рекомендуем не размещать боулинг не только в габаритах жилого дома, но и в пристройках к жилому дому.

В жилых домах также не рекомендуем размещать спортивные, тренажерные залы, помещения для занятий фитнесом, которые связаны с использованием механических тренажеров, музыкальным сопровождением, одновременным перемещением большого количества людей по помещению. Особенно это относится к зданиям с гибкими перекрытиями, например деревянные по металличе-

ским балкам, в этом случае превышение над допустимыми уровнями вибрации может достигать 10-12 дБ.

В последнее время активно проводится установка кондиционеров на фасады жилых домов. Вибрация внешних блоков может передаваться по кронштейнам на стены здания, создавая вторичный шум в жилых помещениях. В одном из домов г. Москвы при измерениях в жилой квартире 2-го этажа выявлены высокие уровни шума, который передавался от конденсаторного блока кондиционера, расположенного на глухой торцевой стороне дома, на уровне 1 этажа по конструкции здания. В данном случае не были выполнены мероприятия по виброизоляции при установке кондиционера, что явилось причиной распространения вибрации и жалоб жильцов.

Подводя итог рассмотрения возможных источников негативного вибрационного влияния на среду обитания человека, следует отметить, что при проектировании новых зданий и объектов, проведении капитального ремонта и реконструкции необходимо оценивать вибрационное воздействие возможных источников и закладывать в проектные материалы мероприятия по защите от вибрации. После окончания строительства требуется проведение натурных инструментальных исследований для оценки эффективности выполненных мероприятий, что позволит оградить владельца от незапланированных материальных вложений и нарушения функционирования предприятия в связи с жалобами населения.

Литература

1. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий».
2. ГОСТ 12.1.012-2004. «Вибрационная безопасность. Общие требования»
3. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03
4. МГСН 2.04-97 "Проектирование защиты от транспортного шума и вибрации жилых и общественных зданий". М., 1999.
5. «Транспортные магистрали и геологическая среда (оценка техногенного воздействия)». Г.П. Локшин, И.П. Чеснокова / Москва. Наука. 1992. РАН. Институт литосферы. 110стр.
6. Статья «О шумовых и вибрационных характеристиках трамваев». Э.М. Лалаев, Н.Н. Федоров, А.И. Шмгель. (МНИИТЭП), Н.К. Калашникова, И.А. Веретина, А.А. Хоршева «Материалы научно-технического семинара Обеспечение защиты от вредных и опасных физических факторов среды обитания человека в зданиях и на территории застроек». Севастополь, 2004.
7. Статья «Воздействие платформы для подъема транспортных средств на вибрационный и шумовой режим здания», Крышов С.И., Залеская

Е.И. Материалы международной научно-практической конференции. Энергосбережение и экология в строительстве и ЖКХ, транспортная и промышленная экология, 2010 г.

8. «Психологическая акустика в борьбе с шумом». Август Шик. Под ред. д.т.н проф. Н.И. Иванова / БГТУ Санкт-Петербург 1995 г. 167,173 стр.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ШУМОВОГО ПОРТРЕТА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ ЕГО ДИАГНОСТИКИ И ИДЕНТИФИКАЦИИ

Кувалдин И.В. [1], *Тарханов В.И.* [2], *Бабушкин М.Ю.* [2]
СПб ГУСЭ, Санкт-Петербург, РФ (1),
СПб ГПУ, Санкт-Петербург, РФ (2)

Система санитарной очистки города от бытовых отходов является жизненно важной для всех городов России, в особенности для такого крупного мегаполиса как Санкт-Петербург.

Транспортировка твердых отходов является одним из наиболее востребованных элементов системы обращения с отходами, так как сбор и их переработка, как правило, происходит не в одном месте. В системе городского хозяйства эта задача возложена на крупные автопредприятия –Спецтрансы №1 и №6, и ряд небольших организаций, которые специализируются на вывозе строительного и бытового мусора. Эти предприятия связаны договорами с предприятиями, занимающимися утилизацией и захоронением твердых бытовых отходов, в которых оговариваются допустимые объемы доставки и разрешенные места захоронения.

В условиях рыночных отношений все участники процессов санитарной очистки города от твердых бытовых отходов связаны между собой определенным денежным отношениями. Для контроля выполнения квот требуется надежная система идентификации транспортных средств. Система государственных номеров и путевых листов не всегда поддается автоматизации и оказывается неудобной и ненадежной ввиду наличия контейнеровозов у множества более мелких предприятий. Система спутниковой навигации с возможностями идентификации транспортных средств еще не достаточно широко распространена, требует установки дополнительного дорогого оборудования на каждое транспортное средство и не обладает серьезной защитой от человеческого вмешательства.

В данной работе рассматривается возможность идентификации транспортных средств по их шумовым характеристикам.

Шум является неотъемлемой составной частью процесса работы двигателя и спецмемеханизмов. Известно, что натренированное ухо водителя способно не только различать на слух различные марки автомобилей, но и улавливать изменения в режимах работы двигателя собственного автомобиля.

Для вывоза твердых бытовых отходов используются транспортные средства с мощными двигателями и спецмеханизмами, которые издают сильный шум. Такой шум можно измерять и диагностировать дистанционно с помощью специальных технических средств, значительно расширяющих возможности человеческого уха.

Задача получения шумового портрета транспортного средства во многом аналогична тем, которые решаются в современной гидроакустике, радиолокации, звукорежиссуре. По регистрируемым шумовым сигналам требуется найти их спектральный состав и динамику распределения спектральных составляющих во времени, а также отобразить полученный результат на экране монитора (дисплея). Вместе с тем имеются и характерные отличия.

В гидроакустике среди шумов требуется обнаружить слабые периодические сигналы, которые могли бы указывать на появление в просматриваемой акватории судна определенного типа.

В нашем случае транспортное средство с включенным двигателем уже стоит у окна диспетчера в месте переработки или утилизации отходов, и по его шумовому портрету требуется определить, свое это средство или чужое, если свое, то какое именно, и насколько его техническое состояние отличается от нормального.

Для дистанционной регистрации акустических сигналов от транспортного средства можно использовать направленные микрофоны или модуляцию одного или нескольких параметров света в отраженном от работающего транспортного средства лазерном луче видимого или инфракрасного диапазона. В любом случае регистрируемые сигналы превращаются в электрические и далее обрабатываются средствами радиоэлектроники.

В современной радиоэлектронике при обработке сигналов руководящей идеей является преобразование переменного тока в постоянный (медленно меняющийся), которая и лежит в основе всех существующих модельных представлений сигналов и помех и соответствующих им технических решений.

Исторически моментом начала формирования этой концепции измерения параметров физических полей следует считать момент изобретения А. С. Поповым детектора (когерера) электромагнитных колебаний. При этом руководящей идеей А. С. Попова было стремление преобразовать переменный ток в постоянный, так как XIX век был веком постоянного тока, управлять которым уже умели, в том числе и передавать сообщения (телеграф).

Это изобретение завершило формирование типового (измерительного) приемного тракта, что и привело к бурному развитию средств связи, радиолокации, гидроакустики и других радиоэлектронных средств, а также всего комплекса технологических и технических средств, обеспечивающих их развитие. Таким образом, возникло новое огромное направление в науке, первоначально на эмпирическом уровне. Одновременно началось теоретическое изучение всех последствий этого события. Был выполнен колоссальный объем теоретических и экспериментальных исследований, который за первые 50 лет развития радиоэлектронных средств нашел свое обобщение в фундаментальных работах. В области обнаружения сигналов и передачи информации к таким работам относятся работы Г. Найквиста, К. Э. Шеннона, В. А. Котельникова, А. А. Харкевича [1–4] и др. В области измерения координат, управления и распознавания образов известны работы А. Н. Колмогорова [5], Н. Винера [6], Г. С. Себестиана [7] и др. За последующие 50 лет вплоть до настоящего времени также выполнен

огромный объем теоретических и экспериментальных исследований, направленных на расширение, углубление, детализацию и обобщение накопленного опыта и полученных результатов, развитие философских аспектов понятий «сигнал» и «информация» и методологической базы исследований сложных систем. Однако, несмотря на впечатляющий объем проведенных за 100 лет исследований и достигнутые результаты, становится все более очевидным тот факт, что дальнейшее развитие радиоэлектронных средств существенным образом связано с концептуальным расширением понятия типового приемного (измерительного) тракта и преодолением в нем ограничений, заложенных современной, исторически сложившейся, концепцией измерений.

Общепринятая концепция измерения параметров физических полей по своей сути является обобщенной интегральной энергетической концепцией. Основным ее недостатком является то, что по результатам измерений параметров физического процесса (поля), нельзя однозначно синтезировать (реконструировать, идентифицировать) исходный процесс. Так, например, равномерный (прямоугольный) энергетический спектр в некоторой заданной полосе частот могут иметь белый шум, короткий импульс, колебания вида $(\sin x)/x$, линейно частотно модулированные (ЛЧМ) колебания и т. д. С точки зрения решения задач обнаружения и распознавания образов этот недостаток является фундаментальным.

Альтернативный подход, получивший название конструктивной дифференциальной информационной концепции [8], строится на принципах конструктивного анализа.

Математической основой конструктивной дифференциальной информационной концепции является комплекс математических преобразований, присущих функциональному пространству функций, ограниченных на отрезке $C(a,b)$ или $C(0,1)$ [9, 10]. Характерной особенностью этого комплекса математических преобразований является отсутствие всех видов интегральных преобразований и интегральных сумм, что сохраняет информацию о зависимости исследуемых сигналов от времени.

При создании шумовых портретов транспортных средств требуется обрабатывать большие и сверхбольшие массивы данных со слабой предсказуемостью и высоким уровнем шума.

Для решения таких задач в режиме реального времени в последние годы разрабатываются эффективные технологии анализа данных на базе нестандартных конструктивных, лексикографических и статистических процедур обработки, фильтрации, анализа и интерпретации данных.

Эти процедуры основаны на принципах поиска разнообразного в общем и общего в разнообразном на маломощных, но эффективных и представительных выборках исходного массива данных, обеспечивающих высокую разрешающую способность, вариабельность, стабильность, устойчивость и эффективность процедур обработки данных с их физической интерпретируемостью.

Достигается это за счет рекурсивных процедур самоорганизации и ультраметрической организации данных.

Интуитивно становится ясным, что быстрые процедуры обработки сигналов могут быть реализованы на выборках, если эти выборки не очень большие и информативно представительны.

В этом смысле выборки, построенные на множестве экстремальных точек сигнала, являются практически минимальными, так как множество экстремумов является множеством меры нуль в полном множестве точек сигнала.

Технология конструктивного анализа, предлагаемая в данной работе, основана на выборках такого рода.

Отличительной особенностью совокупности выборочных точек является возможность их иерархической организации.

В этой технологии множества, построенные по инвариантам первичного замещения, вновь замещаются по инвариантам вторичного, третичного и так далее замещения.

Такую организацию физики называют ультраметрической.

Именно она, эта технология, позволяет практически реализовать условия Колмогорова линейного роста трудоемкости обработки сложного сигнала с ростом его размерности.

Технология ультраметрической организации множества замещающих точек может быть организована как снизу вверх, так и сверху вниз. Именно эта возможность позволяет эффективно осуществлять компрессию и декомпрессию сигнала с глубоким коэффициентом компрессии от ста и выше.

Конструктивный анализ по определению предполагает выполнение двух основных требований:

Нестандартное построение фрагментов, элементов и процедур анализа, основанное на их физической интерпретируемости, инструментальной измеримости и технологической локализуемости.

Разработка нестандартных процедур эффективного обнаружения, проявления, распознавания и классификации и анализа как проявленных, так и непроявленных объектов анализа, описываемых выборочными кластерами данных с измеримыми признаками их локализации.

Конструктивный анализ данных базируется на самих данных, организованных в последовательность или процесс по характерному для них параметру порядка.

При этом даже не требуется вводить базисные функции описания процесса, так как эти функции конструируются самими данными.

Основной характерной особенностью измеряемых данных и реальных процессов является их ограниченность и конечность, их непрерывная осредненность при аналоговом инструментальном измерении и их квантованность (дискретность) при цифровом периодическом измерении.

При анализе таких данных отодвигаются на второй план фундаментальные проблемы стандартного анализа, такие как бесконечность, неограниченность, непрерывность, сходимость, необходимые для аналитического описания и анализа данных.

В технологиях конструктивного анализа, на первый план выдвигаются проблемы объективной группировки данных в организованные локальные кластеры, их повторяемость и периодичность с выделением измеряемых признаков их обнаружения, локализации, организации и распознавания.

Рассмотрим некоторые особенности конструктивного анализа случайных процессов при обнаружении их скрытых периодичностей и их взаимной организованности.

Пусть данные упорядочены параметром порядка t в некоторый статистический процесс $x(t)$. В общем виде, случайный процесс, при наличии в нем скрытой периодичности, можно представить в виде

$$x_1(t) = \chi_1(t) f_1(t + n_1 T_1(t)), \quad n_1 = [1, N_1] \subset Z, \tag{1}$$

где $\chi(t)$, $T(t)$ – случайные величины, зависящие от параметра t, f – аппроксимирующая функция.

Под скрытой периодичностью понимается функция

$$\overline{x_1}(t) = \chi_1 f_1(t + n_1 T_1), \tag{2}$$

где $\chi_1 = M(\chi_1(t))$, $T_1 = M(T(t))$, M – операция математического ожидания по параметру t.

В общем виде исходный процесс первого порядка $x_1(t)$ и его аппроксимирующий процесс скрытой периодичности первого порядка $\overline{x_1}(t)$ отличаются друг от друга. Невязку такой аппроксимации можно рассматривать как случайный процесс второго порядка

$$x_2(t) = x_1(t) - \overline{x_2}(t) = \chi_2(t) f_2(t + n_2 T_2(t)), \qquad n_2 = [1, N_2] \subset Z. \tag{3}$$

Этот процесс содержит в себе процесс скрытой периодичности второго порядка

$$\overline{x_2}(t) = \chi_2 f_2(t + n_2 T_2), \tag{4}$$

где $\chi_2 = M(\chi_2(t))$, $T_2 = M(T_2(t))$.

Такую процедуру выявления скрытых периодичностей можно продолжить до требуемой разрешающей способности описания исходного процесса как по точности, так и по прогностической устойчивости описания.

На шаге k такого описания имеем процесс порядка k

$$x_k(t) = x_{k-1}(t) - \overline{x_{k-1}}(t)$$

$$x_k(t) = \chi_k(t) f_k(t + n_k T_k(t)), \quad (5)$$

$$\overline{x_k}(t) = \chi_k f_k(t + n_k T_k), \quad (6)$$

где $\chi_k = M(\chi_k(t))$, $T_k = M(T_k(t))$.

Такой способ описания является спектральным, так как он аппроксимирует на всем множестве параметры порядка $t \in J_t$.

Спектральный способ описания изначально присущ стандартному классическому анализу, который ограничивается описанием первого порядка одной аппроксимирующей функцией или разложением в аппроксимирующие ряды базисных функций.

В конструктивном анализе скрытых периодичностей наблюдается иерархическая (ультраметрическая) рекурсия. Это одна из принципиальных особенностей конструктивного спектрального анализа.

Качество конструктивного описания процесса на каждом шаге ультраметрической рекурсии зависит от выбора амплитуд $\chi_k(t)$ и весовых периодических функций $f_k(f + n_k T_k(t))$, а также от способа их определения (χ_k, T_k) на множестве параметра порядка J_t.

В классическом анализе выбираются как правило базисные функции, либо аппроксимирующие функции типа полиномов Лагранжа.

В конструктивном анализе эти функции вообще могут быть не обозначены. Они могут быть «выращены» в процессе самоорганизующего обучения либо частично, либо полностью.

Полное описание возникает тогда, когда реальный процесс является чисто однопериодическим на каждом рекурсивном шаге.

Это чрезвычайно редкое событие. Поэтому, как правило, в конструктивном анализе встречается частичное описание этих функций по некоторой выборке на периоде T, по которой строятся (конструируются) распознающие признаки каждого периода nT.

Именно по сходству (повторяемости) этих признаков все множество параметра порядка J_t разбивается на совокупность периодов nT, $n \in [1, N] \subset Z$. Характер представительных частичных выборок и конкретный вид отличительных признаков не предопределен и является эвристическим. Их множество определяет конкретную технологию конструктивного анализа.

В другом, локальном способе конструктивного анализа все множество параметра порядка J_t разбивается на последовательную совокупность непересекающихся множеств J_{nt}, причем

$$J_1 + J_2 + \ldots + J_N = J_t, \quad (7)$$

где $J_n = [t_n, t_{n+1}]$, $\quad \forall n \in \overline{1, N}$.

В пределах каждого локального интервала амплитуда и период сигнала считаются постоянными

$$\chi_n = \text{const}, \qquad T_n = \text{const}. \tag{8}$$

При этих условиях полное описание процесса имеет вид:

$$\chi(t) = \sum_{1}^{N} \chi_n f_n(t_n + \tau_n), \tag{9}$$

где t_n – начало интервала J_n, $\tau_n = t - t_n$, $t \in J_n$ – внутренний параметр порядка интервала J_n, $T_n = t_{n+1} - t_n = J_n$ – период интервала J_n.

Такое описание является локальным. Оно интенсивно разрабатывается в методах конечных элементов. Обычно в методах конечных элементов множество параметра порядка J_t равномерно разбивается на непересекающиеся множества J_n, $n = \overline{1, N}$, за редким исключением. Это вызвано тем, что в ставших уже классическими методах конечных элементов до сих пор нет конструктивных методов их дифференциации.

В конструктивном анализе эта проблема решается естественным образом путем конструирования измеримых признаков, выборочных точек каждого периода. Тогда интервалы повторяемости этих признаков разбивают естественным образом все множество J_t на его подмножества J_n со своими амплитудами χ_n, периодами T_n и функциями формы $f_n(t_n + \tau_n)$.

Выше уже отмечалось, что отличительные признаки скрытых периодов в конструктивном анализе носят эвристический характер. Основное требование к ним сводится к их физической интерпретируемости и измеряемости.

Наиболее естественная и простая технология конструктивного анализа сводится к обнаружению границ локальных интервалов J_n по некоторым признакам [11]

$$\chi(t_n) - \chi(t_{n+1}) = 0; \qquad \chi'(t_n) - \chi'(t_{n+1}) = 0; \tag{10}$$

$$\chi(t_n) - \chi(t_{n+1}) = d\chi; \qquad \chi'(t_n) - \chi'(t_{n+1}) = 0; \tag{11}$$

$$\chi(t_n) - \chi(t_{n+1}) = 0; \qquad \chi'(t_n) - \chi'(t_{n+1}) = d\chi'; \tag{12}$$

$$\chi(t_n) - \chi(t_{n+1}) = d\chi; \qquad \chi'(t_n) - \chi'(t_{n+1}) = d\chi'. \tag{13}$$

Условие (10) строго фиксирует уровень и производную уровня в начале каждого интервала $t_n \in J_n$, а по их повторяемости определяются последующие интервалы $t_{n+1}, t_{n+2}, \ldots, t_N$.

Эта технология конструктивного анализа пригодна для поиска скрытых периодичностей в сингулярных сигналах со слабым регулярным шумом.

При наличии регулярного шума достаточно высокого уровня ожидать точного совпадения признаков начала интервалов разбиения множества J_t на его подмножестве J_n, $n=\overline{1,N}$ не приходится.

Признаки в этих условиях могут совпадать только с некоторой погрешностью $d\chi$, $d\chi'$, размер которой задается из прагматических целей, балансирующих точность и устойчивость их измерения. Технологии такого типа характеризуются признаками (11) – (13).

Скрытая периодичность на каждом шаге конструктивного анализа проявляется в результате осреднения амплитуд χ_n и периодов T_n по всему множеству интервалов $J_n \in J_t$ или по его частичной выборке.

Первый случай пригоден при анализе сингулярных сигналов с постоянным периодом ($T_n = T$) и с малым уровнем шума. В этом случае сигнал и форма скрытой периодичности будет иметь вид

$$\begin{cases} \chi(t) = \chi f(t_n + \tau_n); \\ \tau_n = t - t_n, \quad t \in J_n; \\ \chi = M(\chi), \quad T = M(T_n); \\ f = M(f_n), \quad n = \overline{1,N}. \end{cases} \tag{14}$$

При наличии регулярного шума достаточно высокого уровня периоды T_n интервалов J_n могут отличаться значительно друг от друга. Тогда, при наложении сигналов этих периодов друг на друга при совмещении их начал, концы этих периодов не будут совпадать.

Возникнет неопределенность осреднения по параметру порядка t.

Среди множества технологий разрешения этой неопределенности выделим две простейших.

В одной из них предлагается перейти от абсолютного интервального времени $\tau_n = t - t_n$ к относительному

$$\overline{\tau_n} = \frac{t - t_n}{t_{n+1} - t_n} = \frac{t - t_n}{T_n}, \qquad t \in J_n. \tag{15}$$

В этом случае все локальные относительные интервалы времени принимают значение на отрезке

$$\overline{\tau_n} \in [0,1].$$

Их начала и концы совпадают. Поэтому становится возможным осреднение по всему множеству интервалов $J_n \in J_t$.

Во втором случае весь диапазон изменения интервалов,

$$T_n \in [\min T_n = T_m, \max T_n = T_s]$$
$$T_n \in [T_m, T_s],$$

разбивается на ограниченное число классов

$$T_n \in I_k, \quad \text{где} \quad T_n \in \left(T_m + \frac{T_s - T_m}{K} \cdot k, T_m + \frac{T_s - T_m}{K} \cdot (k+1) \right). \tag{16}$$

Считается, что все периоды $T_n \in I_k$, принадлежат одному классу I_k и характеризуются одной скрытой периодичностью. Осреднение для ее проявления проводится по всему множеству периодов этого класса в относительном времени

$$\overline{\tau}_n = \frac{t - t_n}{\tau_n}, \qquad t \in J_n, \qquad \tau_n \in I_k. \tag{17}$$

Начала и концы периодов осреднения в относительном времени совпадают. Поэтому осреднение будет выполнено корректно. Однако, вместо одного среднего периода возникает целый спектр периодов I_k, которым соответствует спектр скрытых периодичностей.

В стандартном регрессионном анализе для поиска скрытых периодичностей строят регрессионные суммы второго порядка

$$R(t_n) = \sum x(t) y(t - t_n), \qquad t \in J_t, \qquad n = 1, N. \tag{18}$$

В этих суммах исходный сигнал умножается на себя со сдвигом на t_n.

В рассмотренных выше технологиях конструктивного анализа составляются суммы первого порядка. Преимущества такого подхода очевидны.

Рассмотрим еще одну технологию конструктивного анализа скрытых периодичностей, в которой признаками сходства интервалов разбиения являются признаки экстремумов, то есть признаки максимумов и минимумов.

В каждой точке разбиения множества J_t возьмем еще два соседних отсчета сигнала слева и справа. В результате получим тройку:

$$t_{n1} \le t_n \le t_{n2}. \tag{19}$$

В точке максимума соблюдаются признаки

$$\begin{cases} t_n \ge t_{n1}; \\ t_n \ge t_{n2}. \end{cases} \tag{20}$$

В точке минимума имеем другие признаки

$$\begin{cases} t_n \le t_{n1}; \\ t_n \le t_{n2}. \end{cases} \tag{21}$$

Разбиение по максимумам дает одно разбиение множества J_t, а по минимумам другое. В первом случае период T_n расположен между максимумами t_n, t_{n+1}, во втором случае между минимумами t_n, t_{n+1}.

Считается, что такие разбиения весьма эффективны, так как множество точек экстремума есть множество меры нуль по сравнению со всем множеством J_t, то есть это достаточно крупные разбиения и в то же время весьма информативные.

В этих технологиях исходный процесс

$$x_1(t) = \chi_1(t) f_1(t + n_1 T_1(t)), \qquad n_1 \in [1, N] \subset Z$$

аппроксимируется некоторой функцией, например функцией Лагранжа, проходящей через экстремальные точки (максимумов или минимумов)

$$\overline{x_1}(t) = \overline{I}\, \chi_n f_n(t). \tag{22}$$

Аппроксимация выполняется либо в спектральном, либо в локальном исполнении.

Одна аппроксимирующая функция является огибающей максимумов первого порядка, а другая – огибающей минимумов первого порядка.

Такие огибающие с одной стороны выделяют интервалы периодичности (максимумов или минимумов), которые анализируются по вышеизложенным технологиям, а с другой стороны сами становятся предметами анализа на следующем рекурсивном шаге.

Таким образом строится вложенная иерархическая (ультраметрическая) совокупность огибающих, каждая из которых является разбиением на скрытые периодичности, технология обработки которых изложена выше.

Описанные выше методы диагностики шумовых сигналов позволяют получать многоплановую, многофакторную информацию о шумовых характеристиках транспортных средств, которая далее передается диспетчеру или оператору для принятия соответствующих решений.

Важной особенностью конструктивных технологий является возможность геометрического представления сигнала в том или ином пространстве в виде картинок, объектов (процессов) на двухмерном экране.

Если эти картинки построены на информативной совокупности иерархически организованных замещающих множеств, то объект-сигнал представляется

совокупностью таких картинок разной степени интегрированности. И если при этом способ графического представления объект-сигнала выбран удачно, то часто для задач обнаружения, распознавания и идентификации достаточно интуиции исследователя.

Одним из примеров такого представления звуковой информации является хромотональный синтез, где источником информации является звук, а его структура и динамика изменения отображаются в реальном масштабе времени структурой пространственного распределения различных составляющих света и динамикой ее изменения на экране. Хромотональный синтезатор был разработан в 2004 году в Санкт-Петербургском институте информатики и автоматизации РАН, авторы – В. Н. Данилов, М. М. Нестеров, И. Леонов, и прошел ряд успешных испытаний в концертных залах Санкт-Петербурга. В его основу был положен метод конструктивного спектрального анализа с оценкой выборок звуковых сигналов в точках экстремума.

На возможность синтеза света по звуковому сигналу обратили внимание композиторы. Так композитор И. С. Воробьев написал и поставил одноактный балет «Ассоль», в котором динамическая декорация балета создается звуком в реальном масштабе времени с помощью хромотонального синтезатора. Композитор Александр Харьковский сочинил и поставил балет-пантомиму «Времена суток».

Для визуализации синтезируемых звуком световых структур использовался обычный отражательный экран. На него проецировался конструктивный спектр звуковых сигналов, который, благодаря вводимым соотношениям между частотой звука и длиной волны света, переводился с свет определенного цвета. Интенсивность цвета определялась громкостью соответствующего звукового тона, а структура и динамика – наличием и количеством обертонов.

Хромотональный синтезатор показал свою работоспособность как в случае обычной музыки (балет «Ассоль»), где отдельным нотам соответствуют определенные гармонические сигналы, так и в случае электронной конкретной музыки (балет «Времена суток»), которая по структуре ближе к шуму, чем к гармоническим сигналам.

Это позволяет надеяться, что аналогичное техническое устройство будет полезным и для решения задач идентификации и быстрой диагностики состояния автотранспорта в системе вывоза бытовых отходов.

Литература

1. Харкевич А.А. Борьба с помехами. М.: Наука, 1965. – 276 с.
2. Шеннон К. Работы по теории информации и кибернетике. Перевод с английского под редакцией Добрушина Р. Л. и Лупинова О. Б. – М.: Изд. иностр. лит., 1963. – 830 с.
3. Журкович В.В. Отходы: Научное и учебно-методическое пособие./ В.В.Журкович, А.И.Потапов. - СПб.: Гумманистика, 2001
4. Nyguist H., Certain Topics in Telegraph Transmission Theory // Trans. AIEE, 1928, Vol. 47, P. 617–644.

5. Котельников В. А. Теория потенциальной помехоустойчивости. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 152 с.
6. Колмогоров А. Н. Стационарные последовательности в гильбертовом пространстве // Бюллетень МГУ. Математика. 1941, Т. 2, № 6, С. 3–40.
7. Винер Н. Кибернетика, или Управление и связь в животном и машине. / Пер. с англ. И. В. Соловьева и Г. Н. Поварова; Под ред. Г. Н. Поварова. – 2-е издание. // М.: Наука; Главная редакция изданий для зарубежных стран, 1983. – 344 с.
8. О философии научных исследований в физике / В. Ф. Гершанский, В. Н. Данилов, И. А. Ланцев, М. М. Нестеров, В. И. Тарханов СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2005. С. 167–230.
9. Данилов В. Н., Нестеров М. М., Тарханов В. И., Кувалдин И. В., Атнагулов Т., Эбанга А. / Об одном подходе к решению задач сверхпомехоустойчивого приема сигналов // Научное приборостроение, 2009, Том 19, № 3, С. 28–34.
10. Данилов В. Н., Нестеров М. М. Актуальные проблемы глобальной модернизации радиоэлектронных средств обнаружения // Научное приборостроение, 2010, Том 20, № 3, С. 56–63.
11. Себестиан Г. С. Процессы принятия решений при распознавании образов: Пер. с англ. // Киев: Техника, 1965. – 150 с.
12. Диментберг Ф. М. Винтовое исчисление и его приложения в механике // М.: Наука, 1965. – 199 с.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШУМОЗАЩИТЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Медведев А.М., Литовка Г.В.
Амурский государственный университет

1. Исследование звукоизоляции ограждений станочных приводов с учетом воздушных объемов кожухов

По размерам парка технологического оборудования Россия занимает одно из ведущих мест в мире, большая часть которого формировалась и может формироваться в будущем за счет отечественного машиностроения, отвечающего мировым стандартам по показателям точности обработки, производительности, надежности. Однако следует признать, что отечественные станки существенно уступают зарубежным аналогам по показателям безопасности условий труда, по несоответствию шумовых характеристик в рабочей зоне санитарным нормам. В данной работе приведены исследования звукоизоляции на базе разработанного универсального стенда, позволившие с точки зрения акустических методов и конструирования ограждающих устройств с повышенными звуко- и вибропоглощающими свойствами улучшить динамические характеристики качества механических приводов металлорежущих станков.

Механический привод металлорежущих станков рассмотрим как систему элементов (пластин и воздушных объемов, обладающих сложными резонансными свойствами), акустически связанных между собой в соответствии с геометрией передач. В связи с этим разработан экспериментальный универсальный стенд для исследования звукоизолирующих характеристик ограждающих конструкций механических приводов металлорежущих станков. Данный стенд представляет собой корпусную деталь коробчатого типа с регулируемым объемом воздушного пространства. Регулировка объема воздушного пространства осуществляется за счет возвратно-поступательного движения вертикальных (боковых и торцевых) и верхней стенок корпусной детали. На массивное основание, жестко крепится образцовый источник шума. Таким образом, в исследуемой стенде возбуждалась как

структурная, так и воздушная составляющая шума. В этой связи были выполнены экспериментальные исследования звукоизоляции в диффузном звуковом поле ограждающего устройства, конструктивное исполнение которого представляет модель прямоугольной замкнутой оболочки. С целью максимального приближения проводимых исследований к реальным условиям размеры оболочки были выбраны в соответствии с геометрическими размерами ограждающих конструкций и воздушных объемов механического привода горизонтально-фрезерного станка мод. 6М82.

Звукоизоляция оболочки, оцениваемая разностью между средним значением уровня звукового давления при работе источника образцового шума без оболочки и средним значением уровня звукового давления при работе того же образцового источника шума закрытого оболочкой, определялась в реверберационной камере 1 класса акустического комплекса института охраны труда г. Иваново. Экспериментальный стенд размещался на расстоянии не менее 2 метров от углов камеры. Все измерения выполнялись с помощью прецизионной аппаратуры фирмы *Robotron* в октавных полосах частот в диапазоне от 63 до 8000 *Гц*. Среднее квадратическое отклонение уровня звукового давления в октавных полосах не превышало 2 *дБ* для октавных полос со среднегеометрическими частотами менее или равными 500 *Гц*, и 1,5 *дБ* – для октавных полос с среднегеометрическими частотами более или равными 1000 *Гц*. Частотная зависимость средней звукоизоляции прямоугольной оболочки без покрытий приведена на рис.1.

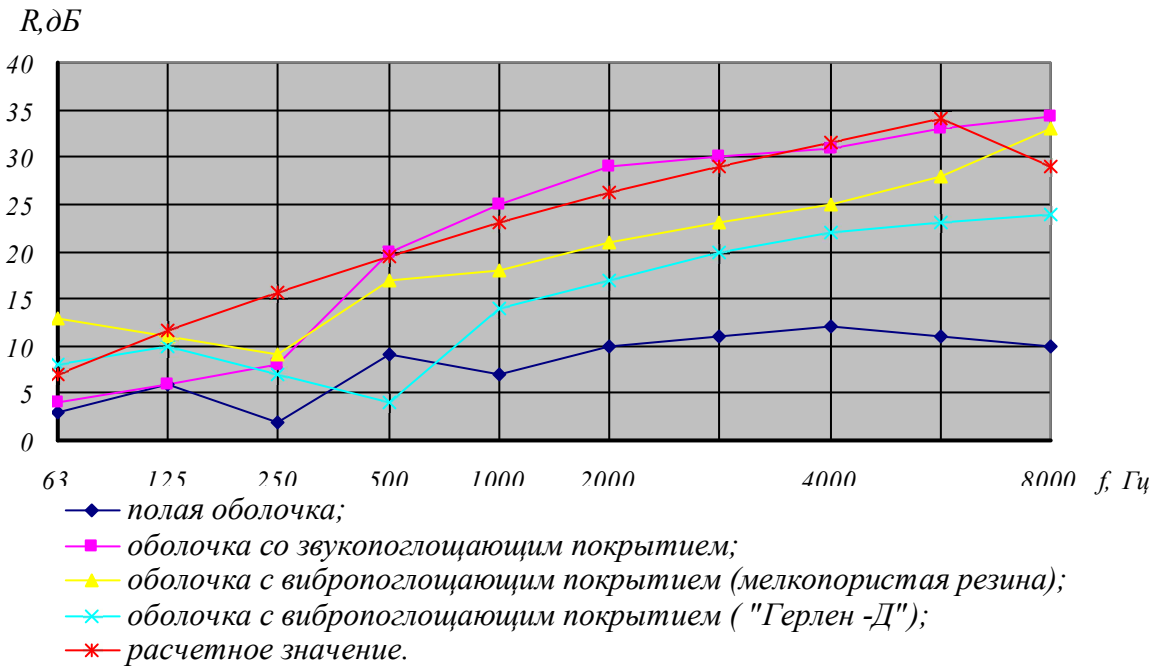


Рис. 1. Звукоизоляция прямоугольной оболочки

В области средних и высоких частот звукоизоляция оболочки существенно ниже звукоизоляции, рассчитанной по "закону массы" для плоской пластины

той же поверхностной массы. "Провалы" звукоизоляции с повышением частоты обусловлены как резонансами изгибных колебаний стенок-панелей, так и резонансами ее внутреннего объема. Нижняя резонансная частота внутреннего объема оболочки составила 346,7 *Гц*. Именно здесь в октавной полосе со среднегеометрической частотой 250 *Гц* ($f_н$= 177 *Гц*, $f_в$ = 355 *Гц*) наблюдается наибольший "провал" звукоизоляции (рис. 1). Поскольку при повышении частоты плотность спектра собственных частот оболочки и ее внутреннего воздушного объема увеличивается, а средний коэффициент звукопоглощения под оболочкой $\alpha_{об}$ « 1, то значение величин снижения проникающих уровней становятся значительно ниже собственной звукоизоляции стенок оболочки.

Для повышения звукоизолирующей способности ограждающих конструкций были исследованы материалы составляющие конструкцию оболочки, которые одновременно обладали звуко- и вибропоглощающими свойствами, но в различной степени. В качестве исследуемых материалов были выбраны пенорезина (ОСТ 38.0692-83) – преимущественное звукопоглощение в сочетании с вибропоглощением; мелкопористая резина (ТУ 17-21-132-76) и самоклеющийся материал «Герлен-Д» (ТУ 400-1-165-79) – сочетающие в равной степени и вибродемпфирующие и звукопоглощающие свойства. Самоклеющаяся герметизирующая лента «Герлен-Д» представляет собой материал, получаемый методом экструзии смеси синтетического каучука, мягчителей и наполнителей. Лента дублирована нетканым синтетическим материалом.

При исследовании влияния звукопоглощения на звукоизоляцию оболочки на ее внутреннюю поверхность наносили покрытие из пенорезины толщиной 50 *мм*. На низких частотах, где величина звукоизоляции определяется толщиной стенок оболочки, звукопоглощение было малым, поэтому внесение покрытия из пенорезины оказалось неэффективным. Влияние звукопоглощения на изоляцию становиться заметным, начиная с частот близким к резонансным колебаниям внутреннего объема оболочки, что соответствует октавной полосе со среднегеометрической частотой 250 *Гц*. Таким образом, увеличение звукоизоляции вследствие звукопоглощения оболочки достигает 20-24 *дБ*. В результате введения звукопоглощающего материала внутрь оболочки звукоизоляция на низких и высоких частотах стала практически равной звукоизоляции по "закону массы" плоской бесконечной пластины. Звукопоглотитель, демпфируя резонансы внутреннего объема оболочки, приблизил звуковое поле в определенной мере к полностью заглушенному пространству и тем самым создал эффект повышения звукоизоляции. Для исследования влияния вибропоглощения на звукоизоляцию оболочки после удаления звукопоглотителя внутренние поверхности были поочередно облицованы мелкопористой резиной толщиной 9 *мм* и самоклеющейся лентой «Герлен»-Д» толщиной 5 *мм*. Нанесение вибропоглощающих покрытий существенно повысило звукоизоляцию оболочки во всем частотном диапазоне. В частности, в области низких и средних частот устранение резонансных колебаний стенок оболочки путем демпфирования позволило повысить динамическую жесткость оболочки как единого целого. В области высоких частот, где звукоизоляция существенно зависит от поглощения звуковых волн в воз-

душном объеме, вибропоглощение тем не менее, также увеличило звукоизоляцию. Этот эффект вполне очевидно обусловлен потерями энергии при колебании оболочки. Увеличение звукоизоляции замкнутой прямоугольной оболочки при наличии вибропоглощения начинается с низких частот и возрастает к средним и высоким частотам до величин порядка 14-22 *дБ* для мелкопористой резины и 11-14 *дБ* для Герлен-Д. Наряду с этим вибропоглощение и звукопоглощение приближает на средних и высоких частотах звукоизоляцию прямоугольной оболочки к звукоизоляции по "закону массы" для бесконечной пластины, что вполне объективно.

Результаты экспериментальных исследований в производственных условиях ограждающих конструкций облицованных звуко- и вибропоглощающими структурами показали высокие результаты увеличения звукоизоляции ограждений механических приводов станков.

2. Применение оленьей шерсти для повышения эффективности звукопоглощения ограждений механических приводов станков

Регионы Восточной Сибири, Дальнего Востока, Крайнего Севера являются крупными оленеводческими районами. Путем химической сгонки получают более пятисот тонн заводской шерсти, которая практически не используется. Одной из основных задач, поставленных перед промышленностью, является создание безотходных и ресурсосберегающих технологий, использование новых нетрадиционных видов сырья, экономии натуральных волокон. Производство звукопоглощающих нетканых материалов является одним из эффективных направлений использования волокнистых отходов прядильного, ткацкого и отделочного производства текстильной промышленности. Переработка и использование всех видов вторичного текстильного сырья и волокон по классической системе затруднена или вообще невозможна. В связи с этим разработка технологии выработки звукопоглощающих нетканых материалов с использованием оленьей шерсти является актуальной задачей, решение которой позволит более полно использовать ресурсы Севера, Сибири и Дальнего Востока.

Разработка оптимальных условий изготовления звукопоглощающего материала. Изготовление звукопоглощающего клеевого нетканого материала из отходов оленьей шерсти осуществлялось с использованием гидровакуумной и бумагоделательной установок. Схемы установок представлены на рис. 2 и 3.

Принцип действия гидровакуумной установки заключается в том, что материал формируется из суспензии, содержащей волокна 1 и связующее 3. В керамическую воронку 2 выливается клеевой раствор, в котором находится деструктированная оленья шерсть. Вакуумный насос 8 , предназначен для откачки воздуха из герметичных объемов. В колбе 4 создается давление меньше, чем $1 \cdot 10^{-2}$ мм. рт. ст., так как через отверстия в воронке проходит воздух. Удаляемая влага собирается в колбе, после того в сформированном полотне остается до 60 % влаги. Полученный настил затем удаляется из воронки и высушивается.

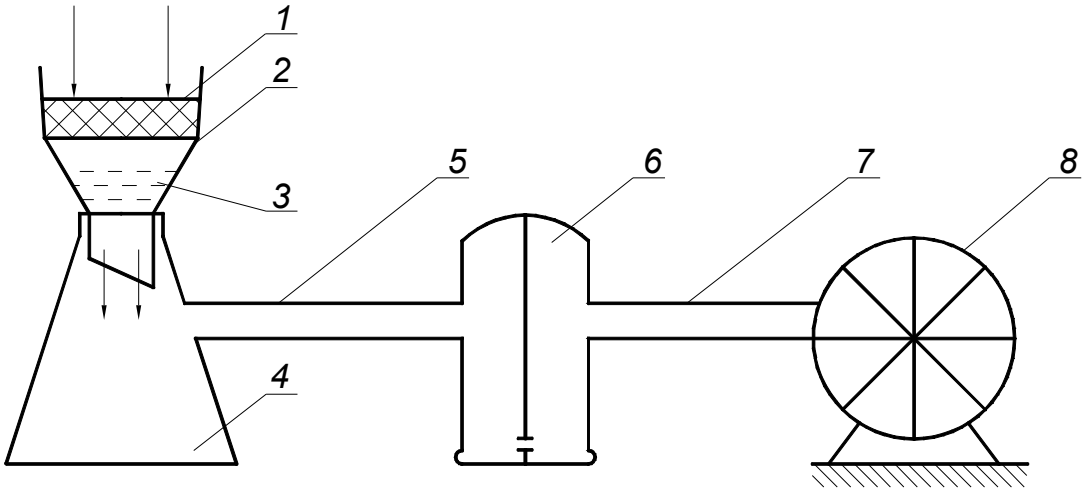


Рис. 2. Технологическая схема гидровакуумной установки
1 – волокнистый настил; 2 – керамическая воронка; 3 – связующее;
4 – колба; 5, 7 – соединительные трубки; 6 – влагоуловитель; 8 – вакуумный насос

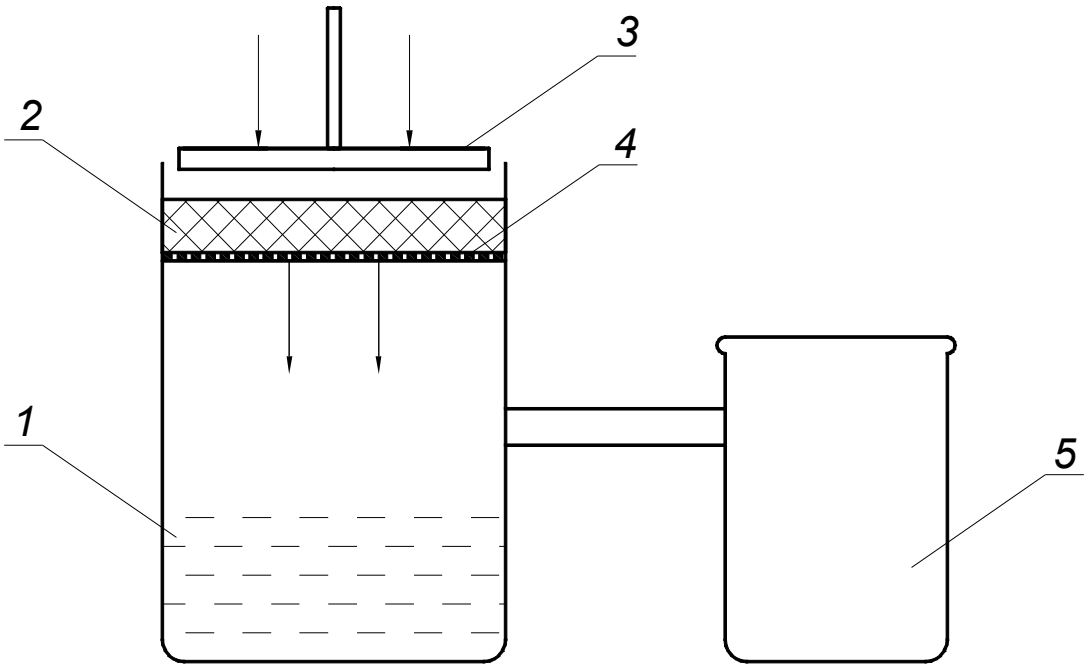


Рис. 3. Технологическая схема бумагоделательной установки
1 – связующее; 2 – волокнистый настил; 3 – пресс; 4 – сетка;
5 – емкость для сбора связующего

Исходным материалом для получения нетканого материала являлась оленья шерсть, обработанная раствором щелочи *NaOH* концентрацией 5 *г/л* и раствором соды кальцинированной Na_2Co_3 концентрации 40 *г/л.* Обработка проводилась в целях умягчения исходного материала для улучшения протекания технологического процесса. В качестве связующего были выбраны поливинилацетатная эмульсия (ПВА) и акронал.

Определение прочностных характеристик материала. Механические свойства звукопоглощающих нетканых материалов (прочность на разрыв, удлинение) характеризуют их способность сопротивляться действию приложенных к ним механических усилий. Определение разрывных характеристик – разрывной нагрузки и абсолютного удлинения проводилось согласно ГОСТ 15902-79 (Полотна нетканые. Методы определения прочности. Пер.1985) на разрывной машине с маятниковым силоизмерителем РТ-250. Испытания нетканого материала проводились при зажимной длине 100 *мм* и скорости опускания нижнего зажима 100 *мм/мин* в сухом и влажном состоянии.

Для определения прочностных характеристик во влажном состоянии образцы нетканого материала выдерживались в эксикаторах при относительной влажности воздуха 100 % в течение 24 часов.

Результаты испытаний прочности и удлинения звукопоглощающего нетканого материала представлены в табл. 1.

Таблица 1

Разрывные характеристики звукопоглощающего нетканого материала

Вид связующего	**Способ**	**Номер образца**	**Разрывная нагрузка, *Н***	**Удлинение, %**
ПВА	сухое состояние	1	34	3,5
		2	22	3,9
		3	30	3,5
		4	32	3,0
		5	27	3,1
		среднее	29	3,4
	влажное состояние	6	15	9,0
		7	21	3,4
		8	21	3,5
		9	23	3,9
		10	17	10
		среднее	19,4	5,96
Акронал	сухое состояние	11	18	5
		12	23	3,5
		среднее	20,5	4,25
	влажное состояние	13	13	11
		14	10	9
		среднее	11,5	10

Определение стойкости звукопоглощающего материала к механическим воздействиям. Изнашивание представляет собой процесс разрушения материала, идущий во времени под действием каких-либо факторов, вызывающих такие изменения в структуре материала, которые приводят к ухудшению его свойств или полному разрушению. Конечным результатом изнашивания явля-

ется износ. Для звукопоглощающих нетканых материалов принято делить изнашивание на три вида: истирание, утомление, старение. Такое деление связано с особенностями использования этих материалов и видами испытываемых ими воздействий. Истирание представляет собой изнашивание под действием трения, возникающего при соприкосновении с другими твердыми телами; обычно это материалы более жесткие, нежели текстильные. По отношению к текстильным материалам они являются абразивами.

Истирание обычно сопровождается некоторым уменьшением массы материалов, что зависит от длительности изнашивания и возникает в связи с отделением частиц изнашиваемого материала. Для определения стойкости клеевого звукопоглощающего материала из отходов оленьей шерсти к истиранию были проведены опыты на приборе ИПК-1, который предназначен для определения устойчивости покрытия на коже к сухому и мокрому трению в соответствии с ГОСТ 13869-74 (Метод определения устойчивости покрытия к мокрому трению. Пер. 2003 в сб. «Кожа. Методы испытаний»). Испытание проводилось сухим трением с использовалась абразивной (наждачной) бумаги диаметр абразива 105-125 *мм*. Образцы вырезались диаметром 20 *мм*, нагрузка на образец устанавливалась 25 *Н*. Было испытано восемь вариантов различных образцов в шести повторностях. Образцы выполнены с использованием различных связующих, разной предварительной обработкой, на бумагоделательной и гидровакуумной установках (табл. 2).

Таблица 2

Номер образца	***Вид предварительной обработки волокна***	***Вид связующего***	***Тип установки***
1	Na_2CO_3	*Акронал*	*гидровакуумная*
2	$NaOH$	*Акронал*	*гидровакуумная*
3	Na_2CO_3	*ПВА*	*гидровакуумная*
4	$NaOH$	*ПВА*	*гидровакуумная*
5	Na_2CO_3	*Акронал*	*бумагоделательная*
6	$NaOH$	*Акронал*	*бумагоделательная*
7	Na_2CO_3	*ПВА*	*бумагоделательная*
8	$NaOH$	*ПВА*	*бумагоделательная*

На одном образце проводилось 10 испытаний. После каждого испытания образец взвешивался, тем самым определяли потери веса образца.

По результатам испытаний построены зависимости потери массы клеевого нетканого материала от числа оборотов истирающей головки, представленные на рис. 4.

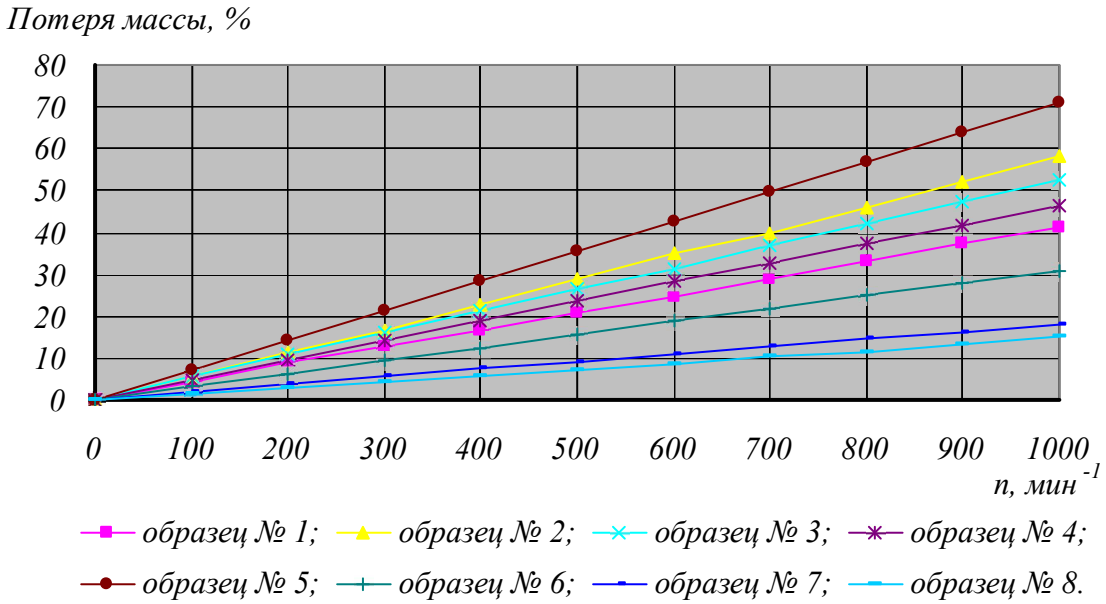


Рис. 4. Зависимость потери массы звукопоглощающего нетканого материала

Измерение коэффициента звукопоглощения материала. Важнейшую характеристику звукопоглощающего материала – коэффициента звукопоглощения – измеряем методом акустического интерферометра. Схема измерений методом акустического интерферометра показана на рис. 4.

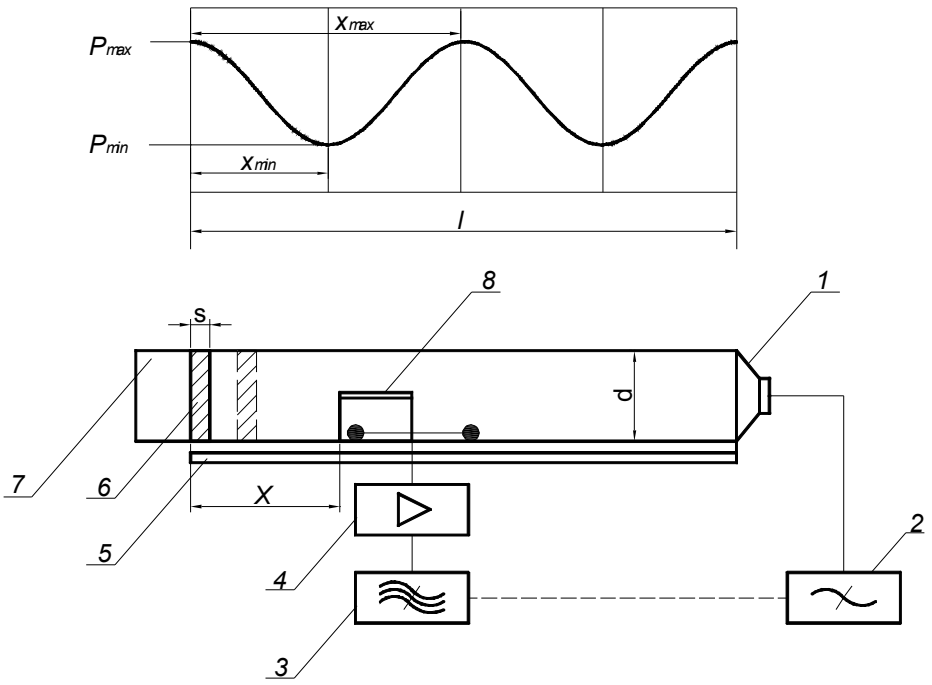


Рис. 4. Схема измерений методом акустического интерферометра
1 – громкоговоритель; 2 – генератор синусоидального сигнала; 3 – сопровождающий фильтр; 4 – измерительный усилитель; 5 – линейка отсчета величины; 6 – образец; 7 – звукоизолирующая преграда; 8 –микрофон.

Коэффициент звукопоглощения получен с использованием акустического интерферометра фирмы «Брюль и Къер» (акустическая труба Кундта), позволяющего производить измерения в области частот 90-6500 *Гц*. Результаты экспериментальных исследований коэффициента звукопоглощения в октавных полосах со среднегеометрическими значениями частот образцов нетканого материала из отходов оленьей шерсти приведены в табл. 3.

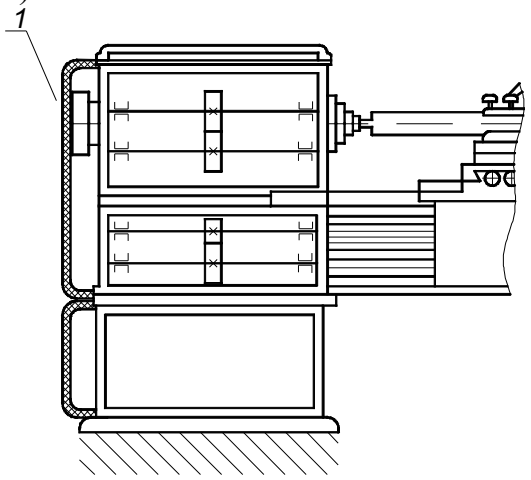
Таблица 3

Связующее	***Коэффициент звукопоглощения в октавных полосах со среднегеометрическими значениями частот***					
	125	***250***	***500***	***1000***	***2000***	***4000***
Акронал	0,39 / 0,25	0,38 / 0,37	0,36 / 0,36	0,50 / 0,48	0,76 / 0,40	0,54 / 0,46
ПВА	0,40 / 0,16	0,38 / 0,36	0,35 / 0,31	0,46 / 0,54	0,72 / 0,42	0,50 / 0,50

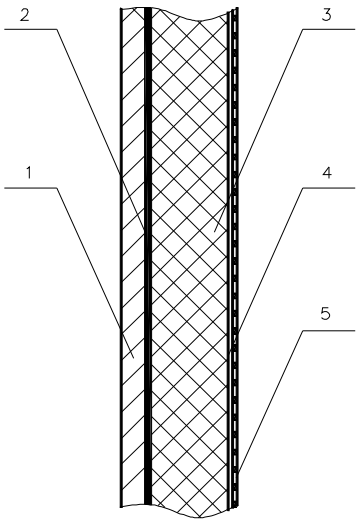
Примечание: В числителе условных дробей приведены коэффициенты для бумагоделательной установки, в знаменателе – гидровакуумной

Дальнейшие исследования были направлены на снижение шума металлорежущего оборудования, где оказалось возможным использовать звукопоглощающие структуры изготовленные из отходов оленьей шерсти. Разработано звукоизолирующее ограждение (рис 5, б представлен в увеличенном масштабе) механического привода токарно-винторезного станка мод. 1М61 (рис. 5 а).

а)



б)



1 – звукоизолирующая ограждающая конструкция	1 – ограждающая конструкция механического привода станка; 2 – вибропоглощающий слой; 3 – звукопоглощающий слой; 4 - защитное покрытие – полиэтилентерефталатная пленка;5 – защитное покрытие – металлическая сетка

Рис. 5. Звукоизолирующая конструкция механического привода токарно-винторезного станка мод. 1М61

Ограждение механического привода токарно-винторезного станка мод. 1М61 имеет металлический кожух, установленный посредством кронштейнов на боковую поверхность привода станка. На внутренней поверхности 1 кожуха закреплен вибропоглощающий слой 2, на котором размещен звукопоглощающий слой 3. Для соблюдения мер пожарной безопасности и увеличения срока эксплуатации звукопоглощающего материала его поверхность покрыта полиэтилентерефталатной пленкой 4 и металлической сеткой 5.

В процессе работы машины создаваемая механическим приводом акустическая энергия поглощается звукопоглощающим слоем 3 ограждения, а вибропоглощающий слой 5 демпфирует колебания тонкого металлического кожуха.

Звукопоглощающий нетканый материал из отходов оленьей шерсти был испытан в производственных условиях металлообрабатывающих предприятий Амурской области. Данные, характеризующие эффективность звукоизоляции кожуха, облицованного этим материалом, приведены на рис. 6.

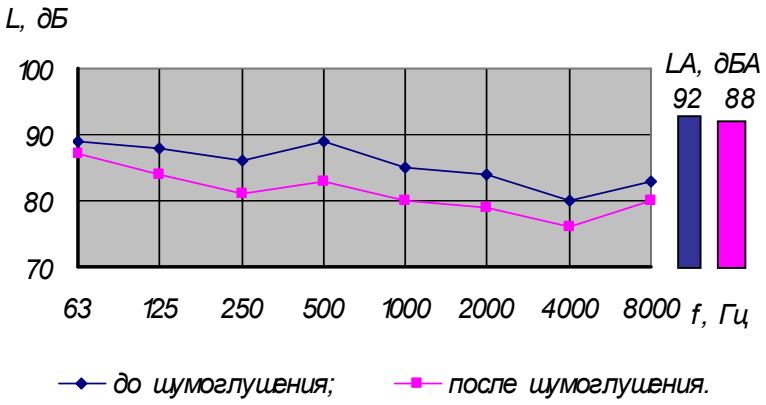


Рис. 6. Спектр звукового давления и уровень звука механического привода токарно-винторезного станка мод. 1М61.

Выводы

1. результаты экспериментальных исследований, выполненные с учетом воздушных объемов кожухов металлорежущих станков, обладающих сложными резонансными свойствами и облицованных звуко- и вибропоглощающими структурами, в производственных условиях показали высокие результаты увеличения звукоизоляции ограждений станков;
2. анализ экспериментальных исследований коэффициента звукопоглощения нетканого материала из отходов оленьей шерсти показал, что он может быть отнесен к категории звукопоглощающих материалов, используемых в технической акустике;
3. образцы, полученные с применением связующего ПВА имеют более высокую прочность как в сухом, так и во влажном состоянии. Однако удлинение при разрыве выше у образцов, полученных с применением

в качестве связующего акронала. Увлажнение материала приводит к потере прочности на 30-35 % независимо от связующего, с одновременным ростом удлинения при разрыве в 2-2,5 раза;

4. наибольшее влияние на потерю массы образцов при истирании оказывает вид используемого связующего; наименьшие потери массы наблюдаются у образцов, полученных на бумагоделательной установке с использованием в качестве связующего акронала.

МОДЕЛИРОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВУКОПОДАВЛЯЮЩИХ ОБЛЕГЧЕННЫХ СТРУКТУРИРОВАННЫХ ПАНЕЛЕЙ

Мурзинов П.В.

ГОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия», Воронеж, Россия

Современное общество, окружающая среда, техносфера в процессе своего функционирования создают звуковые потоки, среди которых выделяются приятные звуки, нормализующие работу организма человека. Кроме этого, существует немалое число звуковых потоков несущих полезную информацию, но есть звуковые потоки, лишенные информации и неприятны для восприятия – это шум.

Широкое внедрение в промышленность новых интенсивных технологий, мощного и высокоскоростного оборудования, использование многочисленных и быстроходных средств наземного, воздушного и водного транспорта, применение разнообразных приборов – все это привело к тому, что человек подвергается многократному воздействию интенсивного шума [1]. Шум, определяют как звук, оцениваемый негативно и наносящий вред здоровью. Проявление вредного воздействия шума на организм человека весьма разнообразно [2]. Поэтому защита от шума в настоящее время является актуальной проблемой.

В Воронежской государственной лесотехнической академии разработана звукоподавляющая облегченная структурированная панель ЗОСП [3]. Один из опытных образцов панели показан на рис.1. Эта панель, обладая достаточно малой поверхностной плотностью (менее 1,2 кг/м2), обеспечивает звукоизоляцию более 30 дБ (для октавной полосы со среднегеометрической частотой 8000 Гц). Изготовление панели ЗОСП может осуществляться из различных листовых материалов, таких как полимеры, картон, бумага, древесина, металл и т.д. В процессе создания панелей ЗОСП на этапе проектирования необходимо знать их акустические характеристики – коэффициент звукопоглощения, величину собственной звукоизоляции.

Моделирование акустических характеристик может быть проведено на основе анализа волновых процессов в структуре панели ЗОСП. Элементы структуры представляют собой тонкостенные плиты, которые можно рассматривать как упругий изотропный слой.

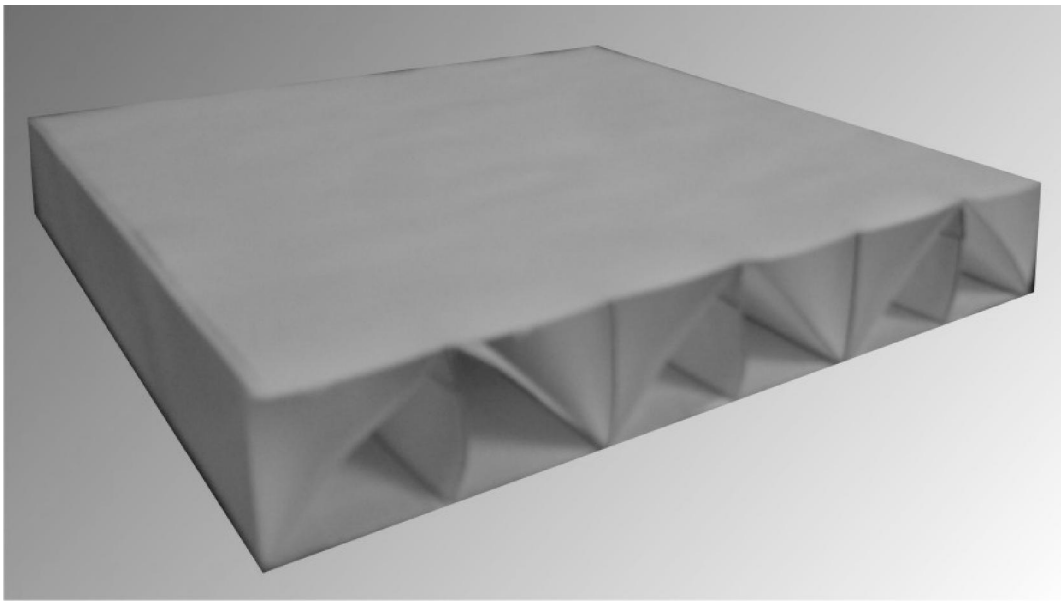


Рис. 1. Панель ЗОСП

В основе волновых процессов, происходящих в панели ЗОСП, лежит процесс прохождения звуковой волны через упругий изотропный слой. Многие материалы, из которых можно изготовить панель ЗОСП, обладают свойством изотропности.

Рассмотрим процесс прохождения звуковой волны через тонкую плиту (рис.2), выполненную из изотропного материала. Движение упругого изотропного слоя описывается системой уравнений в форме Ламе [4]

$$\left.\begin{aligned}(\lambda+\mu)\frac{\partial w}{\partial y}+\mu\nabla^2 v=\rho_1\frac{\partial^2 v}{\partial t^2}\\(\lambda+\mu)\frac{\partial w}{\partial z}+\mu\nabla^2 \xi=\rho_1\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}\end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

где $w=\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial \xi}{\partial z}$; $\nabla^2=\frac{\partial^2 \ldots}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \ldots}{\partial z^2}$ – дифференциальный оператор; v, ξ – перемещения вдоль соответствующих осей Y и Z; $\lambda=\frac{E\sigma}{(1+\sigma)(1-2\sigma)}$ и $\mu=\frac{E}{2(1+\sigma)}$ – упругие постоянные Ламе; E – модуль Юнга, σ – коэффициент Пуассона, ρ1 – плотность материала тонкой плиты.

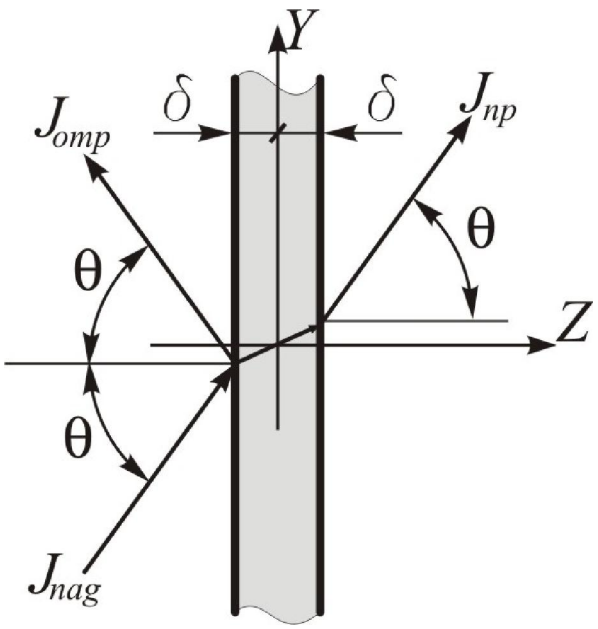


Рис. 2. Прохождение звукового потока через упругий изотропный слой. Jnag, Jomp, Jnp – интенсивность потоков соответственно падающей, отраженной и прошедшей волн.

Для решения системы положим величины перемещений, зависящих от двух функций

$$v = \frac{\partial \varphi}{\partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial z}, \quad \xi = \frac{\partial \varphi}{\partial z} + \frac{\partial \psi}{\partial y}, \tag{2}$$

где φ и ψ – ортогональные функции.

Принимая во внимание, что основным движением тонкой плиты являются гармонические колебания, система (1) с учетом (2) может быть представлена в виде двух независимых уравнений

$$\nabla^2 \varphi + k_1^2 \varphi = 0, \; \nabla^2 \psi + k_2^2 \psi = 0, \tag{3}$$

где k1, k2 – волновые числа соответственно для продольных и поперечных волн и равны $k_1 = \frac{\omega}{c_1}$, $k_2 = \frac{\omega}{c_2}$, $c_1 = \sqrt{\frac{E(1-\sigma)}{\rho_1(1+\sigma)(1-2\sigma)}}$, $c_2 = \sqrt{\frac{E}{2\rho_1(1+\sigma)}}$, ω – круговая частота колебаний.

Учет внутреннего трения материала тонкой плиты осуществляется через введение комплексного модуля Юнга

$$\overline{E} = E(1 + i\eta), \tag{4}$$

где η – коэффициент потерь материала тонкой плиты.

Решение уравнений (3) позволяет определить закон колебательного движения тонкой плиты и, используя это решение, определить коэффициент звукопроницаемости τθ звуковой волны. Коэффициент звукопроницаемости может быть выражен через отношение амплитуд звукового давления Р30 в прошедшей волне к падающей – Р10, т.е.

$$\tau_\theta = \left(\frac{P_{30}}{P_{10}}\right)^2 \tag{5}$$

Величина отношений амплитуд звуковых давлений может быть определена из условия равенства колебательных скоростей поверхности тонкой плиты и окружающего воздуха, контактируемого с этой плитой. Колебательная скорость поверхности тонкой плиты и воздуха около этой плиты происходит под действием симметричного и антисимметричного давлений, и будет иметь вид

при $z = -\delta$ имеем

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial \xi}{\partial t} &= \frac{iP_c}{\rho_1 \delta \omega}\frac{1}{\left[Z_{c(1)} + iZ_{c(2)}\right]} + \frac{iP_a}{\rho_1 \delta \omega}\frac{1}{\left[Z_{a(1)} + iZ_{a(2)}\right]} \\ \frac{\partial \xi}{\partial t} &= \frac{P_1 - P_2}{\rho c}\cos\theta \end{aligned}\right\}, \tag{6}$$

при $z = \delta$ имеем

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial \xi}{\partial t} &= \frac{iP_a}{\rho_1 \delta \omega}\frac{1}{\left[Z_{a(1)} + iZ_{a(2)}\right]} - \frac{iP_c}{\rho_1 \delta \omega}\frac{1}{\left[Z_{c(1)} + iZ_{c(2)}\right]} \\ \frac{\partial \xi}{\partial t} &= \frac{P_3}{\rho c}\cos\theta \end{aligned}\right\}, \tag{7}$$

где Рс, Ра – симметричное и антисимметричное давления на поверхности плиты; ξс, ξа – симметричные и антисимметричные перемещения поверхности плиты вдоль оси Z; δ – половинная толщина тонкой плиты; Р1 – звуковое давление в падающей волне; Р2 – звуковое давление в отраженной волне; Р3 – звуковое давление в прошедшей волне; θ – угол падения звукового потока по отношению к нормали поверхности тонкой плиты; $i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица; ρ – плотность воздуха; с – скорость звука в воздухе;

$$Z_{c(1)} = \frac{4\gamma(1-d)-1}{k_2^2\delta^2(\gamma - d)};$$

$$Z_{c(2)} = \eta\frac{4\gamma(1-d)(\gamma-2d)+d}{k_2^2\delta^2(\gamma-d)^2};$$

$$Z_{a(1)} = \frac{4}{3}(1-d)\left(k_2^2\delta^2\right)^2 - 1;$$

$$Z_{a(2)} = \eta \frac{4}{3}(1-d)\left(k_2^2\delta^2\right)^2;\ \gamma = \left(\frac{c_2}{c}\sin\theta\right)^2;$$

$$d = \frac{1-2\sigma}{2(1-\sigma)}.$$

Учитывая (6) и (7) получим систему уравнений, из которой можно исключить P2 и $\frac{\partial\xi}{\partial t}$, выделив отношение давлений, определим коэффициент звукопроницаемости

$$\tau_\theta = \frac{1}{\left(1+\eta\frac{c_u^4}{c^4}Q(\sin\theta)^4\cos\theta\right)^2 + \left(1-\frac{c_u^4}{c^4}(\sin\theta)^4\right)^2 (Q\cos\theta)^2}, \quad (8)$$

где $Q = \frac{\rho(2\delta)\omega}{\rho\cdot c}$ – безразмерный комплекс; $c_u = \sqrt{\frac{D\omega^2}{\rho_1(2\delta)}}$ – изгибная скорость поверхности тонкой плиты; $D = \frac{E(2\delta)^3}{12(1-\sigma)}$ – цилиндрическая жесткость тонкой плиты.

Выражение (8) можно несколько упростить, если учесть физические свойства материалов, используемых для изготовления панелей ЗОСП. В этом случае отношение изгибной скорости к скорости звука в воздухе составит весьма малую величину или $c_u << c$, тогда получим

$$\tau_\theta = \frac{1}{1+(Q\cos\theta)^2} \quad (9)$$

При диффузном падении звуковой волны можно воспользоваться формулой Пэриса [4] для определения диффузного коэффициента звукопроницаемости

$$\tau_1 = \int_0^{\pi/2} \tau_\theta \sin(2\theta) d\theta = \frac{\ln(1+Q^2)}{Q^2} \quad (10)$$

Соотношение (10) дает возможность определить интенсивность прошедшей звуковой волны через тонкую плиту

$$\tau_1 = \frac{J_{np}}{J_{nag}} \text{ или } J_{np} = J_{nag}\tau_1, \quad (11)$$

где Jnp – интенсивность прошедшей волны; Jnag – интенсивность падающей волны.

Звуковая волна, падающая на тонкую плиту, приводит её в колебательное движение, которое демпфируется окружающим воздухом. Энергия диссипации безвозвратно переходит в тепловую энергию окружающей среды. Величину этой энергии можно определить на основе коэффициента потерь η1, полученного с учетом процесса демпфирования окружающим воздухом и потерь звуковой энергии в самом материале

$$\eta_1 = \left[1 + \left(\frac{-1}{\frac{4}{3}\alpha_1 + \frac{2}{3}Q}\right)^2\right]^{-1/2} = \frac{J_v}{J_{nag}} \text{ или } J_v = J_{nag}\eta_1, \qquad (12)$$

где Jv – энергия диссипации; α1 – коэффициент звукопоглощения материала.

На рис.3 показана упрощённая схема панели ЗОСП с выделением трех основных слоев листовых материалов. Каждый слой листового материала представляет собой тонкую плиту, для которой выше определены основные соотношения интенсивностей для различных звуковых потоков, что отражено в соотношения (10), (12).

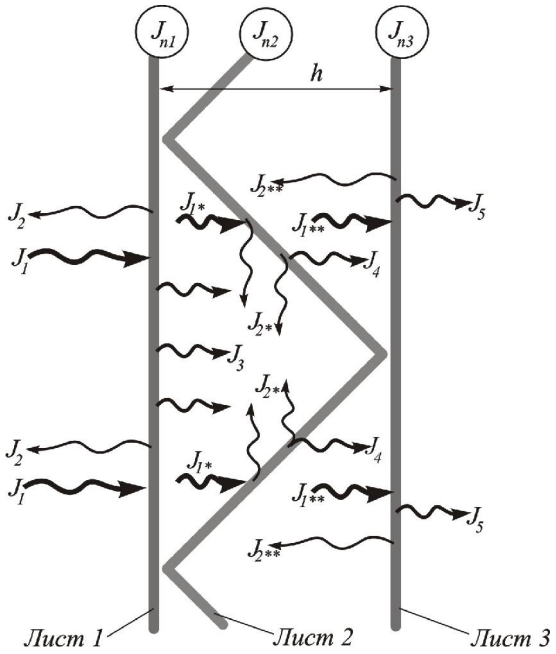


Рис. 3. Схема структуры панели ЗОСП и осредненные значения интенсивности звуковых потоков. Обозначения потоков: J1 – основной поток, падающий на лист 1; J2 – отраженный поток от листа 1; J3 – прошедший поток через лист 1; J1* – поток, падающий на лист 2; J4 – поток, прошедший через лист 2; J2* – поток, отраженный от листа 2; J1** – поток, падающий на лист 3; J2** – поток, отраженный от листа 3; J5 – поток, прошедший через лист 3; Jn1, Jn2, Jn3 – потери энергии на демпфирование окружающим воздухом, соответственно, листом 1, 2 и 3. h – толщина панели ЗОСП.

Волновые процессы будем рассматривать, используя понятие интенсивности потока звуковой энергии. Энергия падающего звукового потока J1 на лист 1 полностью распределяется по другим направлениям как внутри панели ЗОСП, так и вне неё. Отраженный поток интенсивности J2 от листа 1 определятся из соотношения

$$J_2 = J_1 - J_3 = J_1 - J_1\tau_1 = J_1(1-\tau_1), \tag{13}$$

где $J_3 = J_1\tau_1$ – энергия прошедшего потока через лист 1, в соответствии с соотношением (11).

Потери Jn1 на демпфирование окружающим воздухом в листе 1 определим на основании соотношения (12)

$$J_{n1} = J_3\eta_1 = J_1\tau_1\eta_1 \tag{14}$$

Интенсивность звукового потока, падающего на лист 2, будет

$$J_{1*} = J_3 - J_{n1} = J_1\tau_1(1-\eta_1) \tag{15}$$

Отраженный звуковой поток от листа 2 аналогичен соотношению вида (13) и с учётом (15) будет

$$J_{2*} = J_{1*}(1-\tau_1) = J_1\tau_1(1-\eta_1)(1-\tau_1) \tag{16}$$

Прошедший звуковой поток через лист 2 при учёте (15) будет обладать интенсивностью, формальная запись которой соответствует (13)

$$J_4 = J_{1*}\tau_1 = J_1\tau_1^2(1-\eta_1) \tag{17}$$

Потери энергии на демпфирование окружающим воздухом запишутся аналогично соотношению (14)

$$J_{n2} = J_4\eta_1 = J_1\tau_1^2(1-\eta_1)\eta_1 \tag{18}$$

Интенсивность волны, падающей на лист 3, аналогична выражению (15)

$$J_{1**} = J_4 - J_{n2} = J_1\tau_1^2(1-\eta_1)^2 \tag{19}$$

Поток, прошедший через лист 3 будет обладать интенсивностью

$$J_5 = J_{1**}\tau_1 = J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^2 \tag{20}$$

Потери энергии на демпфирование в листе 3 составят

$$J_{n3} = J_5\eta_1 = J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^2\eta_1 \tag{21}$$

Отраженный поток от листа 3 аналогично (16) будет иметь интенсивность

$$J_{2**} = J_{1**}(1-\tau_1) = J_1\tau_1^2(1-\eta_1)^2(1-\tau_1) \tag{22}$$

Поток, уходящий с листа 3 имеет интенсивность аналогичную (19)

$$J_{1***} = J_5 - J_{n3} = J_1\tau_1^3(1-\eta_1)^3 \tag{23}$$

Коэффициент звукопоглощения определяется как отношение поглощенной или рассеянной энергии потока к энергии падающего звукового потока. Сделаем предположение, что поглощается энергия демпфирования воздухом колебательного движения листов 1, 2, 3. Так же отраженная звуковая волна от листов 2 и 3, за счет противофазных составляющих в диффузном звуковом потоке, будет практически полностью погашена. Поэтому общая поглощенная энергия в структуре панели ЗОСП будет

$$J_{n\Sigma} = J_{n1} + J_{n2} + J_{n3} + J_{2*} + J_{2**}$$

Коэффициент звукопоглощения панели ЗОСП в целом определится следующим образом

$$\alpha = \frac{J_{n\Sigma}}{J_1} = 3\tau_1^3\eta_1 - 3\tau_1^3\eta_1^2 + \tau_1^3\eta_1^3 + \tau_1 - \tau_1^3 \text{ или}$$

$$\alpha = \tau_1 - \tau_1^3\left(1 - 3\eta_1 + 3\eta_1^2 - \eta_1^3\right) \tag{24}$$

Для проверки соотношения (24) проводились исследования для панели ЗОСП-3, результаты этих исследований представлены на рис.4. Анализ полученных результатов показывает, что характеры изменения экспериментальных значений коэффициента звукопоглощения и теоретических данных совпадают.

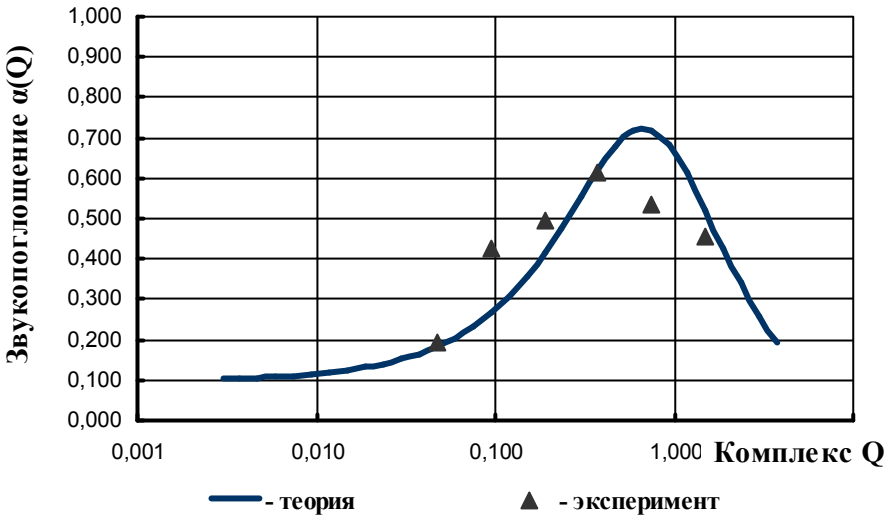


Рис.4. Теоретические значения по формуле (24)
и экспериментальные значения
коэффициента звукопоглощения панелей ЗОСП-3.

Соотношение (23) позволяет определить коэффициент звукопроницаемости для панели ЗОСП в целом и, следовательно, можно записать

$$\tau = \frac{J_{1***}}{J_1} = \frac{J_1 \tau_1^3 (1-\eta_1)^3}{J_1} = \tau_1^3 (1-\eta_1)^3 . \quad (25)$$

Собственная изоляция панели ЗОСП с учётом (25) будет

$$R = 10 \lg\left(\frac{1}{\tau}\right) = 30 \lg\left(\frac{1}{\tau_1 (1-\eta_1)}\right) \text{ или}$$

$$R = -30 \lg\left(\frac{\ln(1+Q^2)}{Q^2}\left(1-\left[1+\left(\frac{-1}{\frac{4}{3}\alpha_1 + \frac{2}{3}Q}\right)^2\right]^{-1/2}\right)\right). \quad (26)$$

В соответствии с [2], используя нестандартный метод, определялась звукоизоляция по звуковому давлению в октавном спектре для частот от 31,5 Гц до 16000 Гц. Исследования проводились для различных типов панелей ЗОСП, результаты этих исследований показаны на рис.5. Анализ полученных результатов выявил сходимость теоретических и экспериментальных значений звукоизоляции. Данный тип панелей ЗОСП обладает повышенной звукоизоляцией в октавных полосах средних и высоких частот. Эти панели обладают структурной жесткостью, поэтому они могут быть использованы самостоятельно, как

звукоизоляционное покрытие, так и в качестве наполнителя для каркасных панелей в различных кожухах, акустических экранах, перегородках строительных конструкций.

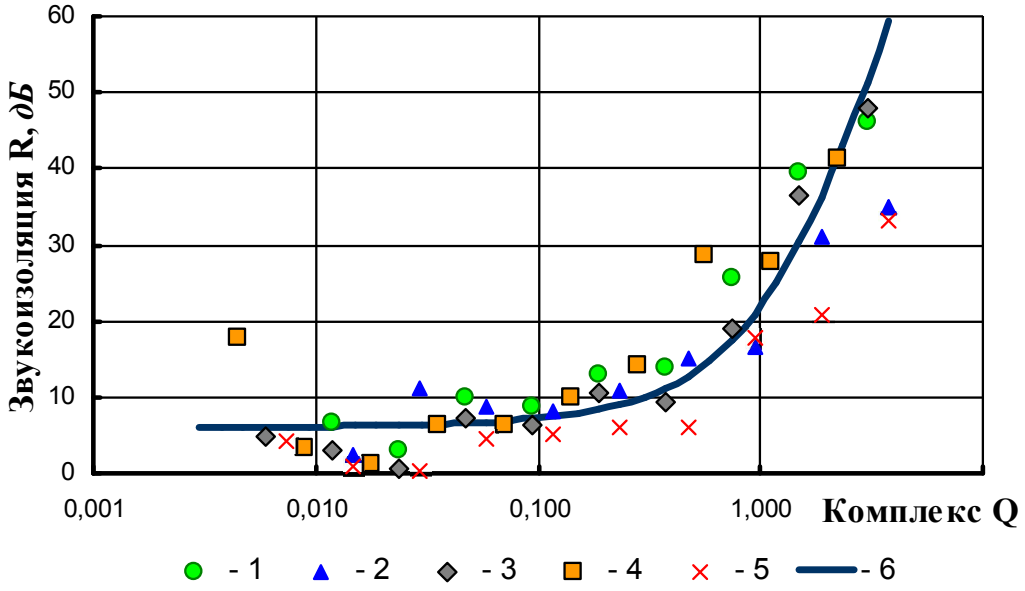


Рис. 5. Теоретические и экспериментальные значения собственной звукоизоляции панелей ЗОСП. 1 – ЗОСП-2 (mp= 0,08 кг/м2, h= 0,034 м, Mp= 1.37 кг/м2); 2 – ЗОСП-1 (mp= 0,2 кг/м2, h= 0,030 м, Mp= 1,145 кг/м2); 3 – ЗОСП-3 (mp= 0,08 кг/м2, h= 0,015 м, Mp= 0,909 кг/м2); 4 – ЗОСП-4 (mp= 0,06 кг/м2, h= 0,030 м, Mp= 0,755 кг/м2); 5 – ЗОСП-8 (mp= 0,1 кг/м2, h= 0,036 м, Mp= 0,726 кг/м2); 6 – зависимость, построенная по формуле (26). mp – поверхностная плотность материала; h – толщина панели ЗОСП; Mp – поверхностная плотность панели ЗОСП

Литература

1. Иванов, Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. М.: Логос, 2007. – 423 с.
2. Борьба с шумом на производстве: Справочник/ Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
3. Патент 96884 РФ, МПК7 E04B 1/82, E04C 2/36. Звукоподавляющая структурированная панель / Мурзинов П.В., Асминин В.Ф.; – опубл. 20.08.2010 Бюл. №23.
4. В.И. Заборов. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. М.: Изд-во литературы по строительству, 1969. – 186 с.

Компания KONSTRUKCE Media Приглашает Вас на
Третью специализированную конференцию

ШУМ 2011

Снижение шумовых нагрузок

Конференция состоится **10 ноября 2011** года
в Праге в конгресс-центре TOWER

Предыдущие конференции привлекли внимание ведущих специалистов Чехии и Словакии. Конференции проходят под патронатом Министерства Транспорта Чешской Республики и Главного санитарного врача Чешской Республики доктора наук Михаела Вита. В конференциях принимают участие около 100 человек. Это – ведущие специалисты, сотрудники министерств и ведомств, представители городов и областей.

Главными темами будущей конференции станут:

- снижение шумовых нагрузок от дорожного и железнодорожного транспорта
- снижение шумовых нагрузок в центрах городов
- техническое обслуживание и реконструкция противошумовых сооружений
- новые поверхности дорожного покрытия и их влияние на повышение уровня шума от автомобильного транспорта

Более полную информацию о прошедших конференциях можно получить на сайте: www.hluk2009.cz, www.hluk2010.cz.

В течение июля 2011 года будет подготовлена информация о предстоящей конференции. Эта информация будет постоянно актуализироваться на сайте: **www.hluk2011.cz**.

Главный менеджер конференции:
Людмила Доудова
e-mail: doudova@konstrukce-media.cz
tel.: +420 224 817 994
GSM: +420 733 641 248

KONSTRUKCE Media, s.r.o.
Na Obvodu 1098/41
703 00 Ostrava-Vítkovice
Česká republika