

ISSN 2412-8627

Vol. 1 No. 1

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



I
2015

Acoustic Design Institute

Noise Theory and Practice

Научный журнал

Том 1 №1

Учредитель - Общество с ограниченной ответственностью "Институт акустических конструкций" (ООО "Институт акустических конструкций") при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова

Главный редактор

Иванов Н.И. д.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Заместитель главного редактора

Курцев Г.М. к.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Редакционная коллегия

Дроздова Л.Ф. к.т.н., проф.
г. Санкт-Петербург, РФ

Заплетников И.Н. д.т.н., проф.
г. Донецк, Украина

Цукерников И.Е. д.т.н., проф.
г. Москва, РФ

Sergio Luzzi проф.
г. Флоренция, Италия

Тупов В.Б. д.т.н., проф.
г. Москва, РФ

Васильев А.В. д.т.н., проф.
г. Самара, РФ

Тюрин А.П. д.т.н., проф.
г. Ижевск, РФ

Тюрина Н.В. д.т.н.
г. Санкт-Петербург, РФ

Шашурин А.Е. к.т.н., доц.
г. Санкт-Петербург, РФ

Фактический адрес редакции

Россия, г. Санкт-Петербург,
ул. 1-ая Красноармейская, д. 3/5
+7 (812) 495-77-97

www.noisetrp.com

e-mail: noise.science@gmail.com

Ответственный секретарь

Бойко Ю.С.

Зарегистрировано в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций

Свидетельство
ЭЛ № ФС 77-61637

Содержание

Обращение Главного Редактора к Читателям стр. 2-3 РУС ENG

Иванов Н.И., Заплетников И.Н.
Закономерности эволюции шумовых характеристик машин стр. 4-11 РУС

Azimi Mariam, Azimi Mohammadreza
Noise mitigation in Buildings using sound absorbing materials стр. 12-16 ENG

Чернов Н.С., Мурановский В.П.
Устройство для снижения вибрации и шума в трубопроводных системах энергетических установок. Разработка и исследование стр. 17-21 РУС

Волкодаева М.В., Левкин А.В., Демина К.В.
Использование шумовых карт города для выбора управленческих решений по регулированию автотранспортных потоков стр. 22-31 РУС ENG

Булкин В.В., Калиниченко М.В., Сальников И.Н.
О возможности применения двухсекционных акустических экранов-резонаторов для снижения шума стр. 32-41 РУС ENG

Интервью с директором НПК СЕВМОРГЕОСТРОЙ Ю.В. Смирновым на тему неразрушающего контроля качества изготовления буронабивных свай стр. 42-44 РУС

Калиниченко М.В.
О возможности применения акустических экранов, выполненных на основе резонаторов Гельмгольца, для снижения шума стр. 45-54 РУС ENG

Корчагин А.Б.
Устройство для защиты от вибрации стр. 55-63 РУС

Кривцов С.И., Рамазанов Т.А., Латыпов В.М.
Об условиях применения стеновых панелей WALLKING по критерию звукоизоляции в жилищном строительстве России стр. 64-69 РУС

Щелоков Ю.А.
Расчет изоляции воздушного шума (звукоизоляции) однослойных плит стр. 70-76 РУС

Обращение Главного редактора к Читателям



*Иванов Николай Игоревич,
Доктор технических наук, профессор
БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова*

*«Шум – бедствие современного
мира и нежелательный продукт
технической цивилизации»
ЮНЕСКО*

Выдающийся советский акустик профессор И.И. Клюкин написал книгу «Удивительный мир звука». Она начинается словами: «Мы живем на дне воздушного океана и окружены звуками – механическими колебаниями, распространяющимися в любой упругой среде». Он писал о том, как велика роль звуков в нашей жизни, в технике, науке. Акустика – это отрасль знаний, это целый мир, приносящий нам пользу и радость, а иногда огорчения и вред.

Изучением шума и звуковой вибрации и разработкой методов борьбы с ними занимается наука – инженерная акустика. Научные основы инженерной акустики были заложены во второй половине XX века, и ее достижения находят сейчас широкое практическое применение.

Примеров этого применения множество. Возможности широкого и эффективного использования реактивных пассажирских авиалайнеров были реализованы только после существенного снижения излучаемого ими шума в окружающую среду. Многие жители городов ощутили заметное уменьшение шума в своих квартирах, оборудованных специальными звукозащитными окнами. Комфортность в салоне современного легкового автомобиля в первую очередь ассоциируется с низким уровнем шума. С примерами успехов (или неудач) инженерной акустики мы сталкиваемся ежедневно, когда спускаемся в метро, едем в трамвае, включаем кондиционер, пылесос или стиральную машину, просыпаемся ночью от грохота пролетающего мимо нашего дома мотоцикла. Инженерная акустика породила такие впечатляющие сооружения, как многоэтажные системы глушителей испытательных боксов турбореактивных и реактивных двигателей, десятки тысяч километров акустических экранов вдоль автомобильных и железных дорог США, Германии, Японии, Италии и других стран, а также массовые средства шумозащиты, например глушители шума выпуска двигателей внутреннего сгорания, изготавливаемые ежегодно в мире в сотнях миллионов экземпляров, и многое другое.

Задаваясь вопросом, какова основная цель нашей современной цивилизации, возьмем на себя смелость утверждать, что эта цель – улучшать качество человеческой жизни, делать жизнь более комфортной. Если это так, то экологическая безопасность,

сохранение окружающей среды становятся едва ли не главными проблемами при достижении этой заманчивой (но, увы, невыполнимой для всех людей на Земле) цели. Приоритеты развития цивилизации за последние десятилетия существенно изменились. Выдающийся немецкий акустик, профессор М. Хекл заметил, что технологии, основной тенденцией которых было «больше, быстрее, выше», на современном этапе сменились новыми, тенденция которых — «лучше, безопаснее, тише».

Р. Кох назвал шум чумой двадцатого века. Эта проблема остается не менее актуальной и в XXI столетии. Действительно, повышенный шум – поистине бедствие нашей цивилизации. Есть мнение, что более 30 % всех болезней у жителей городов связаны с длительным воздействием повышенного шума: утомление, повышение кровяного давления, язва желудка, ухудшение памяти, нервно-психические заболевания. Сильный шум может также приводить к агрессивности, ослаблению слуха и снижению производительности труда.

В мире выходит немало журналов, посвященных проблеме шума. Это, в первую очередь «Journal of sound and vibration», «International Journal of Acoustics and Vibration», «Applied Acoustics», «Journal of the Acoustical Society of America», «Acoustical Physics» и др.

Мы много лет выпускали в России реферативный журнал «Шум», но его задачи были весьма специфичны. Как мне кажется, выпуск у нас в стране на базе знаменитого Балтийского Государственного Технического Университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова журнала, посвященного теории и практике борьбы с шумом и вибрацией – неплохая идея.

Эта идея была высказана участниками V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» (18-20 марта 2015 г., г. Санкт-Петербург) и моими молодыми коллегами-акустиками, работающими на кафедре «Экология и безопасность жизнедеятельности» нашего университета. Эту идею поддержали члены редколлегии журнала.

Мы приглашаем к сотрудничеству с журналом специалистов не только из нашей страны, но и из-за рубежа.

Мы будем с нетерпением ждать Ваших статей и заметок. Наш юный журнал под названием «Noise Theory and Practice» смело выходит в море информации с надеждой и энтузиазмом.

В добрый путь!

Доктор технических наук, профессор,
Заслуженный деятель науки Российской Федерации
Балтийский государственный технический
университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Иванов Н.И.

21 июля 2015 г.

Закономерности эволюции шумовых характеристик машин

Иванов Н.И.¹, Заплетников И.Н.^{2*}

¹ Зав. каф. экологии и БЖД, Балтийский государственный технический университет «Вонмех» им. Д. Ф. Устинова, РФ, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д. 1

² Зав. каф. оборудования пищевых производств, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского, РФ, г. Донецк, ул. Дубравная, д. 54

Аннотация

Представлены закономерности, описывающие эволюцию шумовых характеристик машин в период безотказной эксплуатации на примере оборудования пищевых производств. Обоснована деградация этих характеристик. Предложена методика их прогноза.

Ключевые слова: шумовая характеристика, оборудование, эволюция, прогноз, шумовой отказ.

Patterns of evolution of the noise characteristics of machines

Ivanov N.I.¹, Zapletnikov I.N.².

¹Professor, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

²Professor, Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Ukraine

Abstract

Article considers laws, which are describing the evolution of the noise characteristics of the machines during the trouble-free operation on the example of equipment for food production. Authors substantiated the degradation of these characteristics. Authors offered the technique of the forecast.

Key words: noise characteristics, equipment, evolution, prognosis, noise rejection.

Важнейшим современным научно-техническим направлением в машиностроении является соблюдение экологических требований, прежде всего по шуму и вибрации.

Шумовые характеристики (далее – ШХ) машин в виде уровней звуковой мощности по характеристике А и в октавных полосах частот ограничиваются национальными и межнациональными стандартами: техническими, санитарно-гигиеническими, строительными и другими нормативно-техническими документами, обеспечивающими выполнение экологических требований по охране окружающей среды.

Итоговый контроль ШХ машин осуществляется при сертификации машиностроительной продукции, после чего машины вводятся в эксплуатацию. В дальнейшем, санитарно-гигиенические службы контролируют лишь уровни шума в производственных и бытовых помещениях, сельском хозяйстве, строительстве, транспорте и др. Периодический или эпизодический контроль за заявленными ШХ машин в процессе их эксплуатации отсутствует.

Экспериментально в производственных условиях, а потом, тщательно, и в лабораторных условиях установлено, что ШХ машин нестабильны, а изменяются даже в период безотказной работы. Излучаемая звуковая мощность машин возрастает и

*E-mail: kb_iak@mail.com (Иванов Н.И.), oblagn@kaf.donnueet.dn.ua (Заплетников И. Н.)

может превысить допустимые нормы. В таком случае наступает «шумовой отказ». Это явление приводит к тому, что «шумовой отказ» может наступить раньше механического или электрического. Машина продолжает эксплуатироваться с нарушением экологических требований. Шумовое воздействие на оператора становится бесконтрольным и не допустимым.

Явление эволюции шумовых характеристик машин в период безотказной эксплуатации не нашло отражения в нормативной и технической литературе за исключением работ авторов [1, 2, 3] и их учеников.

Целью данного исследования является установление закономерностей изменения ШХ машин в период безотказной работы и выбор адекватных прогнозирующих моделей этих процессов.

Явление нестабильности ШХ машин изучалось на технологическом оборудовании пищевых производств. В производственных условиях эксперимент проводился на серийном технологическом оборудовании наиболее распространенных типов: тестомесильной машине ТММ-1М и машине очистки картофеля – МОК 250. Машины работали в типовых условиях эксплуатации.

Контроль ШХ проводился одним и тем же шумомером в течение 115 дней безотказной работы. Измерялся уровень звука и уровни звукового давления в октавных полосах частот, а также внешний шум в производственных помещениях. Временная характеристика шума, излучаемого машинами, постоянная. ШХ измерялись периодически при работе машины без нагрузки, в них закладывалась информация о влиянии реальных эксплуатационных условий на ШХ в период между измерениями и исключалась погрешность в момент измерений, которая возникала бы из-за неравномерной загрузки машины и изменчивости в определенных пределах свойств загружаемого продукта.

Результаты наблюдений за изменением ШХ во времени t обрабатывались на ПК с целью получения моделей скорректированных уровней звуковой мощности $L_{РА}$ и уровней звуковой мощности в октавных полосах частот L_P . Использовался метод динамической регрессии [4] не только для построения моделей, но и для их прогнозирования. Собственно модели и ошибки прогноза оценивались моделями трех видов: МНК (метод наименьших квадратов), СС(1) (скользящего среднего первого порядка) и смешанная модель – авторегрессионная и скользящего среднего АРСС (1, 1) первого порядка. Отбирались модели, дающие наименьшую среднеквадратическую ошибку прогноза σ_n . Оптимальные модели приведены в таблице 1. Временные модели ШХ, как правило, линейные и лишь на средних частотах 500 и 1000 Гц уровни звуковой мощности оборудования изменяются со временем по криволинейной зависимости, представленной полиномом второй степени. Модели включают свободный член и член уравнения, учитывающий влияние временного фактора. Остальные члены уравнения учитывают процесс образования ошибки прогноза U , в формировании которой участвуют случайные независимо и нормально распределенные переменные v с нулевыми средними значениями и общей дисперсией.

Анализ моделей показывает, что скорректированный уровень звуковой мощности МОК-250 имеет тенденцию к увеличению, а у ТММ-1М остается практически стабильным. Тенденция к ухудшению ШХ у последней машины проявляется за более длительный промежуток времени работы. Аналогичная картина наблюдается на низких и средних частотах, однако на средних частотах у МОК-250 следует ожидать более значительного возрастания ШХ. На частотах 2 и 4 кГц у машины МОК-250 уровень звуковой мощности остается без изменений, а у ТММ-1М стремится к возрастанию. Модели ШХ исследуемых машин приведены в таблице 1

Таким образом ШХ стационарного технологического оборудования в процессе безотказной работы от начала эксплуатации стремятся к ухудшению, т.е. возрастанию излучаемой звуковой мощности. Преимущественно это проявляется у более легких машин. Величина изменения ШХ различна у разных машин.

Таблица 1.

Модели шумовых характеристик оборудования

Частота, кГц	Тип модели	МОК-250	σ_n	Тип модели	ТММ-1М	σ_n
A	CC(1)	$L_{PA}=0,0123t+79,399-0,9066v_{-1}+v$	0,718	ОМНК	$L_{PA}=84,077-0,0058t$	0,36
(0,125) низкая	APCC(1, 1)	$L_p=57,193+0,0471t+U$ $U=0,907U_{-1}=0,9799v_{-1}+v$	0,60	CC(1)	$L_p=73,747+0,00583t-0,902v_{-1}+v$	0,82
(0,5) средняя	CC(1)	$L_p=65,663+0,0185t-0,8957v_{-1}+v$	1,76	CC(1)	$L_p=80,144-0,0217t+0,0027t^2-0,904v_{-1}+v$	0,79
(4) высокая	CC(1)	$L_p=59,0-0,00075t-0,9054v_{-1}+v$	1,69	CC(1)	$L_p=67,45+0,0168t-0,893v_{-1}+v$	0,72

Наиболее четко проявилась тенденция к ухудшению ШХ в период безотказной работы при исследовании их изменения в лабораторных условиях на машине измельчения мяса МИМ-300. Исследованиями С.А. Соколова на специальном стенде по методике ускоренных испытаний производилось нагружение машины в соответствии с ее режимом работы за фиксированные промежутки времени и контролировались изменения ШХ [5]. Эти изменения представлены на рисунках 1-4.

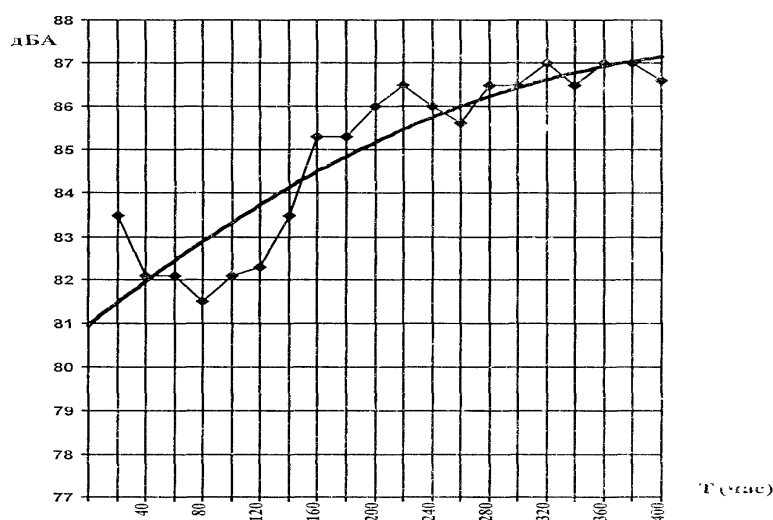


Рис. 1. Динамика значений уровня звука

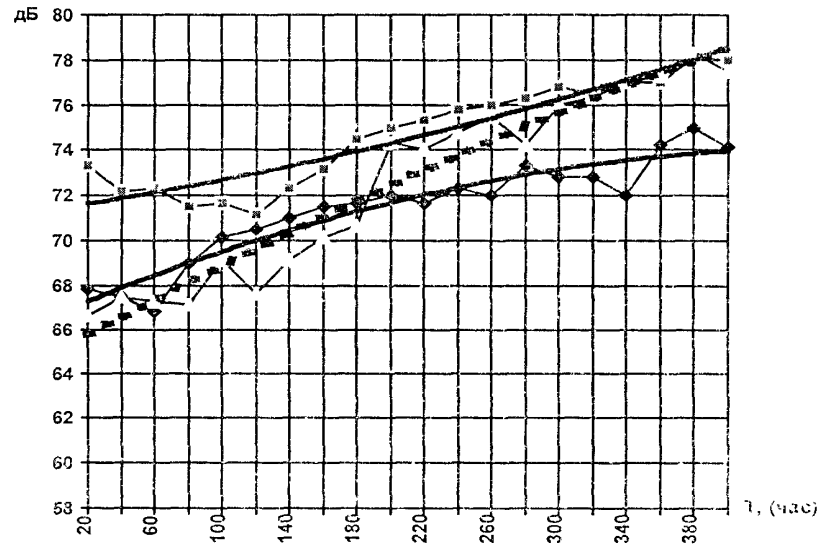


Рис. 2. Динамика уровней звукового давления для низких частот машины МИМ-300

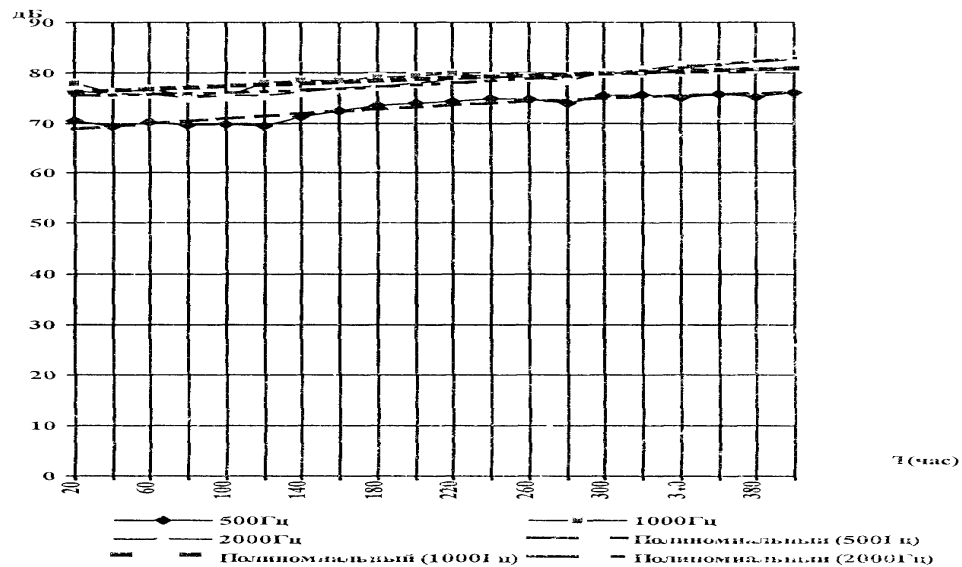


Рис. 3. Динамика уровней звукового давления для средних частот машины МИМ-300

Регрессионные модели изменения ШХ в период безотказной мясорубки МИМ-300 по уровню звука L_A и уровням звукового давления L_i в октавных полосах частот имеют вид

$$\left. \begin{aligned} L_A &= 80,398 + 0,5568t - 0,0112t^2 \\ L_{125} &= 71,411 + 0,22t + 0,0068t^2 \\ L_{500} &= 68,244 + 0,604t + 0,011t^2 \\ L_{4000} &= 70,07 + 0,1642t + 0,0075t^2 \\ L_{8000} &= 68,319 + 0,3866t + 0,0019t^2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Результаты исследований и анализ полученных моделей свидетельствует, что ШХ машины МИМ-300 в период безотказной работы стремятся к возрастанию,

увеличению уровня изучаемой звуковой мощности как по скорректированному уровню, так и в октавных полосах частот. Степень эволюции ШХ различна у разнообразных машин. Она зависит от ряда взаимосвязанных факторов. К основным следует отнести конструктивные, качество изготовления и монтажа, характер и величину нагружения машин, трение, степень изнашивания их во времени, условия эксплуатации и др.

В связи с этим процесс эволюции ШХ машин изучался и моделировался стохастическими методами.

Одним из методов обеспечения надежной работы машин на стадии эксплуатации без возникновения «шумового отказа» является прогнозирование эволюции их ШХ [6].

Задачи прогнозирования в данном случае сводятся к получению оценки будущих значений изменения ШХ во времени на основе анализа уже имеющихся значений изменения ШХ машин. Исходными данными для прогнозирования эволюции ШХ являются уровни звуковой мощности по скорректированному уровню и в октавных полосах частот, определенные экспериментально на исследуемом образце.

Для определения ШХ исследуемого образца (машины очистки картофеля МОК-350) использовался технический метод ИСО 3743-2-94. Измерения проводились в реверберационных полях в помещениях с жесткими стенами с использованием шумомера I класса.

Существуют разные алгоритмы поисков закономерностей в существующих данных, но независимо от используемого метода, необходимо решить два вопроса: что является прогнозируемой величиной и что являются входными данными. В данном случае прогнозируемой величиной являются значения ШХ машины в интервале $[T(n+1), T(n+1)]$, где $T(n)$ – текущий момент времени, а f – интервал прогнозирования [6].

Наибольшую ценность для прогнозирования ШХ представляют адаптивные математические методы и методы статистического моделирования.

Нестационарные временные ряды значений ШХ можно трансформировать в стационарные путем взятия от исходного ряда разности соответствующего порядка d . Тогда к преобразованному ряду можно подобрать одну из рассмотренных ниже моделей.

Введем обобщенный авторегрессионный оператор

$$\varphi(B) = \Phi(B)(1-B)^d \quad (2)$$

где $\Phi(B)$ - стационарный оператор, тогда модель можно записать

$$\varphi(B)Z_t = \Phi(B)(1-B)^d = Q(B)a_t$$

$$\text{или } \Phi(B)W_t = Q(B)a_t, \text{ где } W_t = {}^d Z_t \quad (3)$$

На практике обычно $d = 0, 1, 2$.

Используем последнюю модель, наиболее общую: интегрированная модель авторегрессии скользящего среднего (АРИСС) порядка (p, d, q) .

Выбор и привязка АРИСС (p, d, q) к исходным ШХ лучше всего достигается с помощью трехстадийной процедуры, которая включает идентификацию, оценку и диагностическую проверку модели. После этого модель используется для прогнозирования.

Под идентификацией следует понимать использование наблюдаемых значений ШХ для определения подкласса экономных (с точки зрения количества параметров) моделей, среди которых находим адекватную исследуемому процессу.

Под оценкой понимается эффективное использование данных ШХ для получения численных значений параметров модели в предположении её адекватности процессу.

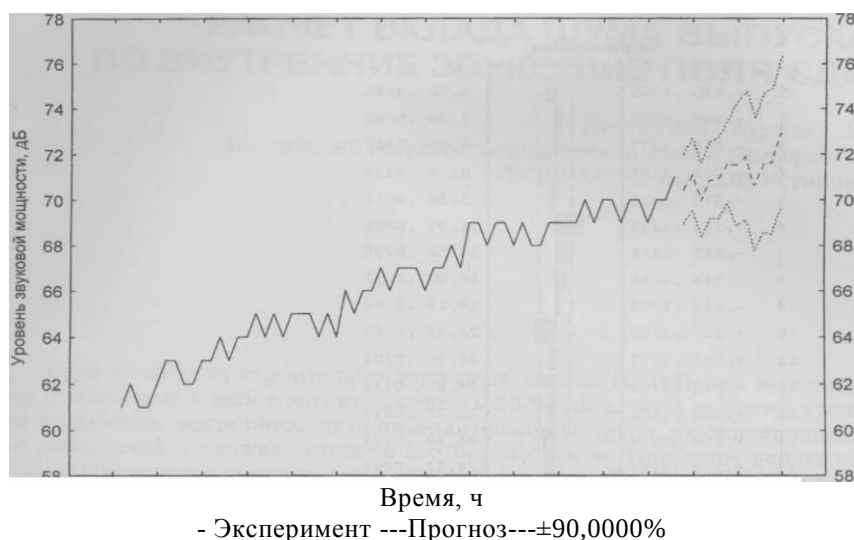


Рис. 4. Прогнозирование эволюции ВАХ на октавной частоте 1000 Гц

Диагностическую проверку адекватности модели исследуемому процессу проводит путем анализа значений автокорреляционных коэффициентов. После выполнения этих процедур модель можно использовать для прогноза.

Программа прогноза методом АРИСС реализована на ПК для прогнозирования эволюции ШХ на примере прогнозирования эволюции ШХ машины очистки картофеля типа МОК-350. Значения изменения ШХ во времени было определено путем проведения ускоренных испытаний. Прогнозирование эволюции ШХ машины МОК-350 методом АРИСС проводилось для октавной частоты 1000 Гц в пакете прикладных программ Statistica с использованием модуля Time Series/Forecasting (TS) – анализ временных рядов/прогнозирование [3].

Эволюция ВАХ прогнозировалась по уровням звуковой мощности на октавной полосе частот 1000 Гц на тринадцать шагов вперед (рис. 4).

Анализ полученных значений прогнозирования указывает на ухудшение ШХ на октавной частоте 1000 Гц через 78 часов работы машины на 8 дБ.

Адекватность полученной модели определяем с помощью коррелограммы.

Коррелограмма показывает численно и графически автокорреляционную функцию, другими словами коэффициенты автокорреляции (Cогг) и частную автокорреляционную функцию, точнее ее коэффициенты (S.E.) на 15 шагов прогноза значений ШХ (Lag). На сходимость модели указывают ее параметры Q и P.

Анализ коррелограммы (рис. 5) указывает на довольно высокие значения параметров Q и P и доказывают сходимость прогнозируемых значений ШХ с экспериментальными данными. На основе полученных результатов коррелограмм можно сделать вывод об адекватности прогноза ШХ. Таким образом, полученную модель можно использовать для прогноза.

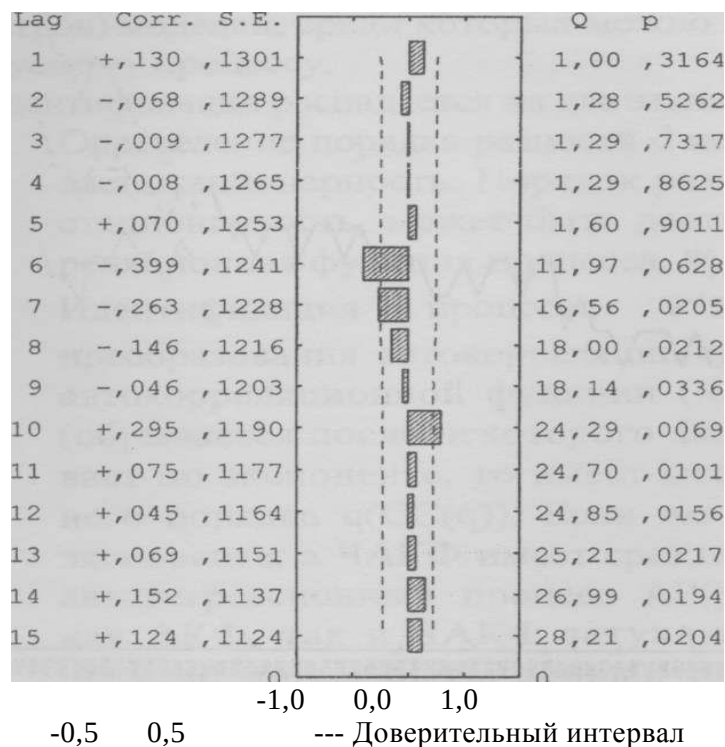


Рис. 5. Коррелограмма прогноза ШХ машины МОК-350

Имея информацию о реальном процессе изменения ШХ машины на этапе эксплуатации можно сделать обоснованный прогноз о времени наступления «шумового отказа» в будущем. Это позволит своевременно предупредить «шумовой отказ», а также управлять состоянием оборудования путем замены его элементов резервными или путем изменения рабочих режимов.

Заключение

1. Впервые научно обосновано и экспериментально подтверждено на примере машин пищевого оборудования явление деградации шумовых характеристик машин в период безотказной работы. Излучаемая звуковая мощность машин возрастает и может превышать допустимые нормы [7].

2. Изложенная методика позволяет установить время наступления «шумового отказа» и нормировать ШХ машин с учетом этого явления.

Список литературы

1. Заплетников И.Н. Моделирование виброакустических процессов технологического оборудования пищевых производств – Донецк: ДонГУЭТ, 2001. – 141с.
2. Zapletnikov I.N. Models of evolution of equipment noise performances// Proc. 6 th International symposium Transport Noise and Vibration 4-6 June. 2002. St. Petersburg, Russia. – 2002. – P. 55 – 62.
3. Иванов Н.И., Заплетников И.Н., Кириченко В.А. Прогнозирование эволюции виброакустических характеристик очистительного оборудования. Новое в теоретической и прикладной акустике: Сборник трудов школы-семинара с международным участием. – БГТУ, СПб., 2007.

-
4. Песаран М., Слейтер Л. Динамическая регрессия: Теория и алгоритмы. – М.: Финансы и статистика, 1984. – 310 с.
 5. Соколов С.А. Некоторые аспекты определения изменчивости шумовых характеристик торгово-технологического оборудования в условиях эксплуатации // Тем. сб. Торговля в условиях перехода к рыночным отношениям, - ДИСТ, - 1991. - с. 187-191
 6. Заплетніков І.М. Прогнозування еволюції віброакустичних характеристик обладнання харчових виробництв: монографія / І.М. Заплетніков, В.О. Кіріченко, Ю.В. Жидков – Донецьк: ДонНУЕТ, 2012. – 144 с.
 7. Иванов Н.И., Заплетников И.Н., Шубин А.А. Закономерность изменения уровня излучаемой звуковой мощности механизмов при их безотказной работе. Диплом № 455 на открытие, РФ, РАЕН, от 25.11.2013г.

Noise Mitigation in Buildings Using Sound Absorbing Materials

Azimi Mariam¹, Azimi Mohammadreza^{2*}

¹ Engineer, Faculty of Architecture Engineering, Maziar Royan Institute, Royan, Iran.

² Engineer, Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran.

Abstract

Noise, generally defined as undesirable sound, is characterized in terms of the pressure of the sound wave. The improvement on the human quality of life and the continuous growth in population in developing and developed societies, have exacerbated the environmental and financial issues. Some of these problems are noise and the different types of human and industrial wastes. Many natural products have been recently developed and tested for acoustic applications. Sound-absorbing materials absorb most of the sound energy striking them and reflect very little. Therefore, sound-absorbing materials have been found to be very useful for the control of room noise. In this study, sound absorption technology as an effective noise reduction technology buildings using sustainable acoustic absorbers, will be discussed.

Key words: Noise, Noise Reduction, Passive Techniques, Sound Absorption, Sustainable Material.

Introduction

The recognition of noise as a serious health hazard is a development of modern times. Too much noise obviously impairs our physical and mental existence and therefore it is reasonable to pursue Technology Assessment concerning noisy technologies [1-4]. In other words, noise has turned into one of the most important among the environmental factors on which industry sets down a big part of its efforts and concerns. The conflicts of interest associated with noise that arise from the operation of airports are well known.

Recently, passive mediums have been used extensively in the industry to reduce noise. Acoustical sustainable materials, either natural or made from recycled materials, are quite often a valid alternative to traditional synthetic materials [5]. The production of these materials generally has a lower environmental impact than conventional ones, though a proper analysis of their sustainability, through Life Cycle Assessment procedures, has to be carried out.

Airborne sound insulation of natural materials such as flax or of recycled cellulose fibres is similar to the one of rock or glass wool [6]. Many natural materials (bamboo, kenaf, coco fibres) show good sound absorbing performances; cork or recycled rubber layers can be very effective for impact sound insulation [7]. These materials also show good thermal insulation properties, are often light and they are not harmful for human health. Furthermore, many of these materials are currently available on the market at competitive prices [8].

Noise reduction techniques can be broadly classified as passive and active methods. Passive control involves reducing the radiated noise by energy absorption, while the active method involves reducing source strength or modifying acoustic field in the duct to obtain noise reduction. Active noise control is being used only at low frequencies [1]. At middle and high frequencies, active noise control is hard to implement because there are different phenomena of sound propagation. Thus, the main purpose of the active sound control is to provide higher noise reduction at low frequencies. While at higher frequencies standard solutions are applied, and they are based on the application of absorbing properties of the materials.

The absorbing materials, as such, are passive mediums that lower noise by disseminating energy and turning it into heat. Acoustic absorption depends on the frequency of the sound waves.

*E-mail: mariamazimi@gmail.com (first author), m_r_azimi1991@yahoo.com (second author)

In current study, a bibliographical review concerning the usage of acoustic absorbers on buildings noise reduction is presented.

1. Sound Absorbing Materials

Porous materials obtained from synthetic fibres, such as mineral wool(fig.1) or glass wool(fig.2), are commonly used for thermal insulation and sound absorption, because of their high performance and low cost. Their diffuse-field sound absorption coefficient is very high at mid-high frequencies. On the other hand, they have several cons: they can be harmful for human health if their fibres are inhaled, since they can lay down in the lung alveoli, and can cause skin irritation (as stated by the European Council Directive on dangerous substances 67/548/EEC [9] and subsequent amendments). Hence such materials must be adequately overlaid if directly exposed to the air. Viscous losses convert acoustic energy into heat as sound waves travel through the interconnected pores (or fibers) of the material. Because motion of the air through the porous material is necessary to dissipate acoustical energy, a material tends to be ineffective when placed close to a rigid boundary (where the particle velocity is zero) [10]. Effectiveness of absorption is directly related to the thickness of the material; absorbers are most effective when their thickness is between one-fourth and one-half the wavelength of the sound, with the maximum performance where the thickness is one-fourth the wavelength. This means that sound absorbers do a very good job at high frequencies, which have short wavelengths [11, 12].



Fig. 1. Porous materials obtained from mineral wool [13].



Fig. 2. Porous materials obtained from glass wool [14].

A majority of sustainable materials for noise control can be divided into three main categories:

- Natural materials;
- Recycled materials;
- Mixed and composited materials.

There is a great variety of natural fibres which can be used for thermal and acoustical applications. These are commercially available in the form of coconut, kenaf, hemp, mineralized wood fibres (Fig.3) [15].

2. Building Noise Reduction

At the scale of materials and building, noise pollution is taken into account besides a number of sustainability aspects. Designing and improving acoustic environment, on the other hand, is linked to a choice of particular building techniques and materials that imply different environmental performance more than acoustic performance. An aware design should mediate between these issues, which are sometimes contradictory [16].

It is possible to obtain sufficient insulation against impact noises between different living units by interposing an element with the capacity of dampening vibrations between the sources of the noise and the adjacent structures. As circumstances or conditions change, this element may be applied in various points: Between loadbearing structure and the screed, or between the screed and the flooring, as well as directly underneath the floor by creating a false ceiling [17].

Brekreira et. Al [18] present the data elements to develop a new processing route to transform elastomeric waste residue (particulates) into acoustic and thermal insulation materials that can compete with commercial products.

Oldham et. Al [19] present an examination of the acoustical characteristics of a range of natural fibres which has confirmed their effectiveness as porous sound absorbers and also the limitations of current models for predicting their performance. Examination of the acoustical performance of materials consisting of different configurations of whole reeds and straws has revealed that these also possess considerable potential for application as broadband sound absorbers with particularly good low frequency absorption characteristics. They concluded that the combination of natural fibres and whole reeds offer the possibility of developing a range of sustainable absorbers which act very effectively across the complete audio frequency range.

Article written by Ballesteros, et al. [20] explains about the noise which turn out through the construction activities is one of the main acoustic polluting essence for society. However, there is no particular standard for this activity, which validates its own effluent factors that make it phenomenon different from other operations. This experimental information's on construction sites have been measured through four averaging and integrating sound level meters with spectrum analyzer included and a sound calibrator. The factors of sound emission for experimental data has been differentiate as five stages (excavation stage, frameworks, installation stage, roof stage, stage of walls) each stage have been analyzed and compared with the standard level. The comparison among the values is to characterize the noise emission of the construction process. These stages of the construction process cannot be reasonably enviable regarding the spectra, except for the excavation stage, given that the only staggering thing is effect of the peak at low frequency. The results show that the measures for controlling the noise and the analysis of the acoustic impact which such activity produce in the concern specified area.

Conclusion

Many public housing sites are subject to severe noise impact from various sources many recycled materials, such as waste rubber, metal shavings, plastic, textile agglomerates can be used. It can be useful to mix various recycled materials of different grain size to obtain the desired performance. For this purpose a binder needs to be added in proper proportions. This paper presents a brief review about acoustic absorbers and their usage for building noise reduction.

References

1. Gorji-Bandpy, M., Azimi, M. (2012) «Technologies for Jet Noise Reduction in Turbofan Engines», Aviation, DOI:10.3846/16487788.2012.679770.
2. Gorji-Bandpy, M., Azimi, M. (2012) «Airframe Noise Sources and Reduction Technologies in Aircraft», Noise and Vibration Worldwide, Vol.43, No.9, pp.29-36.
3. Gorji-Bandpy, M., Azimi, M. (2013) «Passive Techniques for fan noise reduction in new turbofan engines: review», Journal of Science and Technology Review, Vol.6, Issue.1, pp.59-61.
4. Azimi, M., Ommi, F. (2012) «Using Microjets as an Efficient Technique for Jet Noise Reduction in High-Bypass Turbofan Engines», Journal of Mechanical Engineering and Technology, Vol.2, Issue.1, pp.49-53.
5. Gourdom, P.G., Arnavd, L. (2011) «Acoustical Properties of Material made of Vegetable Particles with Several Scales of Porosity», Applied Acoustics, Vol.72, pp.249-259.
6. Yang, H.S., Kim, D.J., Kim, H.J. (2003) «Rice straw-wood particle composite for sound absorbing wooden construction materials », Applied Acoustics, Vol.86, pp.117-121.
7. Schiavi, A., Pavoni Belli, M., Corallo, M., Russo, F. (2006), «Acoustic Performance characterization of Euronose» Tampere, Finland.

8. El Hajji, N., Mboumba-Mamboundou, B., Dheilily, R.M., Aboura, Z., Benzeggagh, M., Queneudec, M. (2011) «Development of Thermal insulating and Sound Absorbing agro-sourced materials from Auto Linked Flax-Tows», *Industrial Crops and Products*, Vol.34, pp. 921-928.
9. Dangerous Substances Directive (67/548/EEC), available at: [http://en.wikipedia.org/wiki/Dangerous Substances Directive %2867/548/EEC%29](http://en.wikipedia.org/wiki/Dangerous_Substances_Directive_%2867/548/EEC%29) (accessed May 20, 2015).
10. Japan Sustainable Building Consortium. (2003), *Manual of Comprehensive Assessment System for Building Environment Efficiency*.
11. Beranek LL, Ver IL. (1996), *Noise and vibration control engineering*. New York: Wiley.
12. Kibert, C.J., (1994) «Establishing Principles and a Model for Sustainable Construction», *Proceedings: the First International Conference on Sustainable Construction*, 6-9 November, Tampa, Florida, U.S.A.
13. Available at http://en.wikipedia.org/wiki/File:Rockwool_4lbs_per_ft3_fibrex5.jpg.
14. Available at : [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0c/CSIRO_ScienceImage_2175_Installing_Insulation Batts.jpg](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0c/CSIRO_ScienceImage_2175_Installing_Insulation_Batts.jpg).
15. Pervaiz M., Sain, M.M. (2003) «Carbon Storgae Potential in Natural Fiber Composites», *Conservation and Recycling*, Vol.39, pp.325-340.
16. Pederson, D. (2004) «Acoustic performance of building elements with organic insulation materials», 33rd *Internoise*, Prague.
17. Toyoda, E., Sakamoto, S., Tachibana, H. (2004) «Effects of room shape and diffusing treatment on the measurement of sound absorption coefficient in a reverberation room», *Acoustical Science and Technology*, Vol.25, No.4, pp.255-265.
18. Benkreira, H., Khan, A., Horoshenkov, K.V. (2011) «Sustainable acoustic and thermal insulation materials from elastomeric waste residues», *Chemical Engineering Sciences*, Vol.66, No.18, pp.4157-4171.
19. Oldham, D., Egan, C.A., Cookson, R.D., (2011) «Sustainable acoustic absrbers from the biomass», Vol.72, pp.350-363.
20. Ballesteros, M.J., Fernandez, M.D., Quintana, S., Ballesteros, J.A., Gonzales, I. (2010) «Noise emission evolution on construction sites, Measurement for controlling and assessing its impact on the people and on the environment», Vol.45, No.3, pp.711-717.

Устройство для снижения вибрации и шума в трубопроводных системах энергетических установок. Разработка и исследование

Чернов Н.С.¹, Мурановский В.П.^{2*}

¹ К.т.н., доцент, Тольяттинский государственный университет,
Самарская область, г. Тольятти, Белорусская, д. 14, РФ

² Начальник КБ, ООО Волжский машиностроительный завод (ВМЗ),
Самарская область, г. Тольятти, Северная ул., д. 111, РФ

Аннотация

Рассмотрены проблемы и пути снижения колебаний давления и вибрации в трубопроводных системах энергетических установок. Описаны теоретические основы виброгашения. Рассмотрена разработанная авторами конструкция устройства для снижения шума и вибрации в трубопроводных системах. Исследована и экспериментально проверена проблема снижения колебания давления и шума в сравнении с зарубежными аналогами, приведены показатели эффективности приведенного устройства. Применение разработанного и внедренного устройства для снижения колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок позволяет значительно снизить вибрацию, повысить эффективность, надежность и ресурс работы промышленного оборудования.

Ключевые слова: вибрация, шум, пульсации давления, трубопроводные системы, измерительные приборы.

Development and research of the device for reduction of vibration and noise in piping systems of power plants

Chernov N.S.¹, Muranovskiy V.P.²

¹*Candidate of technical Sciences, associate Professor, Togliatti State University, Togliatti, Russia*

²*Head of the design Bureau, ООО Volga Machine Works (VMW), Togliatti, Russia*

Abstract

In this article were researched the problems and ways for reducing the pressure of fluctuations and vibration in piping systems of power plants. Also in this paper were described the theoretical basics of vibration damping. We considered the design of device for reducing noise and vibration in piping systems, which were designed by authors. In this work were studied and experimentally verified the problem of reducing vibrations pressure and noise in comparison with foreign counterparts, were showed indicators of effectiveness of the device. This device allows reducing the vibration significantly, improving efficiency and reliability and life operation of industrial equipment.

Key words: vibration, noise, pressure pulsations, pipeline systems, measuring instruments.

Введение

Надежность работы энергетических установок (ЭУ) и технологического оборудования (ТО) в значительной степени зависит от динамических свойств трубопроводных систем [1].

Возникающие при работе ЭУ низкочастотные пульсации давления при подаче теплоносителя по трубопроводу, являются источником интенсивной вибрации и могут вызвать разрушение трубопроводов и агрегатов, выход из строя измерительных приборов, а также могут приводить к аварии с тяжелыми последствиями [2].

Вибрации и шум являются наиболее распространенными и неблагоприятными вредными факторами, возникающими при эксплуатации ЭУ и ТО. Вибрация

*E-mail: N.Chernov@tltsu.ru (Чернов Н.С.), V.P.Muranovskiy@vaz.ru (Мурановский В.П.)

технологического оборудования воздействует в первую очередь на операторов, обслуживающих это оборудование, и характеризуется сравнительно высокими уровнями.

Шум как физическое явление представляет собой волновое колебание частиц воздуха или упругое колебание рабочей среды (в гидропневмосистеме), его возникновение и распространение обусловлены физическими процессами.

Борьба с вибрацией и шумом является острой проблемой при проектировании и эксплуатации ЭУ и ТО.

Большое раздражающее воздействие на операторов оказывает не только механическая, но и акустическая вибрация (шум), обусловленная колебаниями рабочей среды в трубопроводных системах, инициированными отрывающимися вихрями или турбулентными пульсациями данной среды. Значение акустической частоты колебаний зависит от номера моды (формы колебаний): самая низкая частота характерна для первой моды, более высокая частота – для второй, третьей и т. д.

Кроме того, акустическая частота зависит от формы, геометрических размеров, а также скорости звука в ней, и может быть подсчитана по следующему соотношению:

$$f_a = m \cdot W_{зв} / 2d \quad (1)$$

где f_a – акустическая частота;

m – номер моды;

$W_{зв}$ – скорость звука в межтрубной жидкости, м/с;

d – внутренний диаметр трубы, м.

Причем экспериментальные исследования показывают: пока возбуждающие частоты лежат в пределах до 20 % акустической частоты, возникает **громкий шум и акустическая вибрация**, совпадающая с собственной резонансной частотой любого элемента гидропневмосистемы, как правило, разрушающее его.

Единственным средством борьбы с шумом и вибрациями трубопроводных систем – это устройства, устанавливаемые в соответствующие магистрали: они превращают турбулентный поток газа или жидкости в ламинарный, т.е. поток, частота и амплитуда колебаний которого равны или близки к нулю.

Конструкции устройств, применяемых в отечественной промышленности и за рубежом, могут быть самыми разными: их выполняют в виде простейших вставок с небольшими отверстиями; регулировочных винтов и т. д., способных перемещаться в отверстиях; витых спиралей; наборов шайб с отверстиями и выфрезированными канавками, образующими сложные пространственные изломанные каналы и т. п. Но все они снижают вибрации и шум не более чем на 15-20 дБА.

Рассматриваемая проблема особенно актуальна для отраслей промышленности, применяющих измерительные приборы (манометры) в трубопроводных системах энергетических установок и технологического оборудования.

Рабочая среда – теплоноситель – в трубопроводах энергетических установок имеет ряд особенностей: высокие температуры и температурные градиенты, значительные скорости потока, высокие давления. В наиболее узких сечениях скорость жидкого теплоносителя достигает 14 м/с, газообразного – 100-150 м/с, давление 16-25 Мпа, температура 300-400°C. Процессы в главных циркуляционных трубопроводах характеризуются значительными нестационарными расходами теплоносителя и интенсивными волновыми и вибрационными нагрузками.

Вибрации могут стать причиной усталостных разрушений трубопроводов, элементов энергетических установок, в результате которых нарушается проектная степень герметичности проточных трактов и появляются значительные течи

теплоносителя. Поэтому каждый случай появления вибрации трубопроводов требует квалифицированного анализа и принятия технического решения по стабилизации колебания давления в трубопроводе.

Основными источниками вибрации трубопроводов в большинстве случаев являются динамические нагрузки и пульсирующий поток теплоносителя.

1. Методы проведения исследований

Для исследования авторами была разработана новая конструкция дроссельного устройства. Внедрение комплекса мероприятий по виброшумоглушению начинается с установки дроссельных устройств в гидропневмосистемах эксплуатируемого и проектируемого оборудования. Выбор того или иного устройства определяется необходимым уровнем снижения шума, его спектром и другими условиями. В гидросистемах оборудования, работающего под высоким давлением, например, при подаче рабочей жидкости или сжатого газа под высоким давлением к измерительным приборам (манометрам), чтобы дроссельные устройства оказывали противодействие потоку рабочей жидкости.

Колебания давления в гидросистемах приводят к сильным вибрациям и перегрузкам всех передаточных элементов оборудования и измерительных звеньев. Подключение измерительных приборов к гидропневмосистеме через дроссельное устройство обеспечивает сужение поперечного сечения прохода, противодействует колебаниям давления в системе и сглаживает их, что исключает ошибочные показания измерительных приборов, предотвращает их выход из строя и снижает уровень шума.

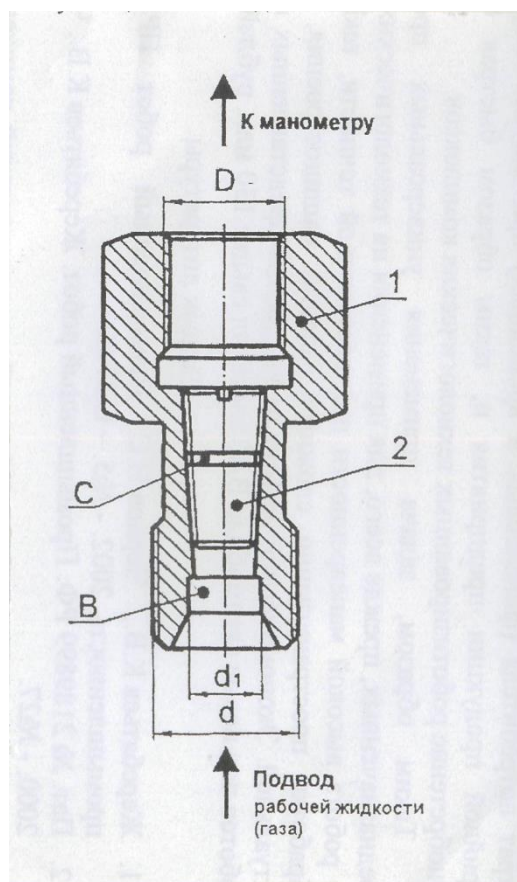


Рис. 1. Дроссельное устройство

1 – соединительный штуцер; 2 – резьбовая коническая вставка; В – полость для подачи рабочей среды; С – кольцевая канавка; D – подсоединительный размер к манометру; d – подсоединительный размер подвода рабочей среды; d₁ – условный проход.

Разработанная авторами конструкция дроссельного устройства показана на Рис. 1.

Дроссельное устройство состоит из соединительного штуцера 1 и плотно посаженной резьбовой вставки 2 в его коническое отверстие. Штуцер одним концом подсоединяется к измерительному прибору (манометру), а вторым к источнику давления [3].

Работает следующим образом.

Рабочая среда (жидкость или газ) под рабочим давлением подается к полости «В». Из этой полости она через винтовой проход резьбовой вставки попадает в кольцевую канавку «С», снова в винтовой проход и, на вход манометра. Благодаря такому переменному по гидравлическому сопротивлению пути пульсации, пики давления гасятся и тем самым снижаются резкие динамические нагрузки на механизмы ЭУ и ТО.

Отличием описываемого дроссельного устройства от традиционных является то, что дросселирование осуществляется путем изменения проходного сечения канала рабочей среды через винтовой проход резьбовой вставки. При этом значительно повышается эффективность дросселирования и **снижение уровня шума**.

Опытной проверкой разработанного дроссельного устройства установлено, что шаг резьбы вставки должен быть равен 0,5-0,75 мм, а угол конуса 1...3°.

Выполнение профиля резьбы с шагом 0,5-0,75 мм обеспечивает оптимальную развернутую длину винтового прохода для снижения и сглаживания пиков давления рабочей среды с высокой пульсацией.

Выполнение резьбовой вставки конусной с углом 1...3°, обеспечивает при сборке высокую герметичность за счет плотного прилегания плоскосрезанной вершины резьбы (0,2...0,4 мм) к конической поверхности соединительного штуцера и уменьшает утечки среды между соседними витками. Кроме того, при эксплуатации создается удобство разборки и сборки дросселя для промывки и очистки резьбовой вставки, тем самым обеспечивается надежность и ремонтпригодность устройства.

Кольцевая канавка «С» вставки гарантирует сочетание в ней ламинарного потока, образовавшегося в нижней части винтового прохода, с турбулентным, что повышает пропускную способность верхней части резьбы и скорость движения потока рабочей среды.

Рассматриваемый дроссель эффективен при давлении 0,4-40 МПа (4-400 кгс/см²). Диаметр его условного прохода составляет 4 мм, его эффект – снижение амплитуды колебаний давления на входе и выходе в 4-5 раз.

Таким образом, в рассматриваемом устройстве применено фактически ступенчатое дросселирование «резьба-канавка-резьба», которое выполняет задачу снижения вибраций и шума в 1,3-1,6 раза эффективнее (т. е. на 28-35 дБА), чем серийно выпускаемые дроссели, выпускаемые фирмами «WIKА» и «VDO-ОТА» (Германия).

Его технические характеристики:

- номинальное давление рабочей среды (жидкость, газ), МПа 40;
- диаметр условного прохода сечения, мм 4;
- снижение колебания давления на входе и выходе, раз 4...5;
- присоединительные размеры:

- к измерительным приборам (манометрам) (D) M12x1,5; M20x1,5;
- подвод среды к дросселю (d) M12x1,5; G1/4; G1/8
(Обозначения по ГОСТ 6357-81).

2. Результаты

Для сравнения эффективности разработанного дроссельного устройства с существующими аналогами, например, фирм «WIKА», «VDO-ОТА» (Германия) были проведены экспериментальные испытания на стендовом и действующем оборудовании. Результаты испытаний по эффективности сведены в Табл. 1.

Таблица 1

Показатели эффективности дросселей

Наименование фирм	Конструкция дросселя	А, дБА
«WIKА» (Германия)	Регулировочный винт $d=1,2$ мм	20,5
«VDO-ОТА» (Германия)	Витая спираль $l=25$ мм, $d=0,8-1$ мм	25,5
Разработка авторов	Коническая резьбовая вставка $l=25$ мм	32,5

Полученные результаты испытаний являются важными для оценки эффективности и эксплуатационной надежности применяемых конструкций дросселей в отраслях зарубежного и отечественного машиностроения.

Заключение

Разработанные дроссельные устройства обладают высокими акустическими и эксплуатационными характеристиками. Широко используются как для вновь практикуемого, так и при эксплуатации действующего технологического оборудования ВАЗа. А также, могут быть использованы в нефтяной и газовой промышленности.

Разработка и исследование направлены на отказ от закупки устройств по импорту.

Импортозамещение продуктов машиностроения. Экономический эффект от замены 1 единицы дроссельного устройства фирмы «WIKА» на отечественное составляет 400-450 руб. в зависимости от типа (в ценах на 01.12.2014г.).

Список литературы

1. Васильев А.В. Снижение вибрации и низкочастотного шума энергетических систем с использованием гасителей колебаний давления и активных компенсаторов / А.В. Васильев, А.И. Глейзер, Н.С. Чернов // Известия Самарского научного центра РАН. Специальный выпуск Т.11, №3 – Самара, 2009. – с. 327-328.
2. Шахматов Е.В. Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода / Е.В. Шахматов, А.Б. Прокофьев, Т.Б. Миронова // Вестник СГАУ №2, Ч.2 Самара, 2006 – с. 161-164.
3. Патент 2117204 Российская федерация, МПК F 16K 47/06. Дроссельное устройство / Н.С. Чернов, В.П. Мурановский; заявитель и патентообладатель ОАО «АвтоВАЗ» – № 96112689/06., заявл. 25.06.96, опубл. 10.08.98, Бюл. № 22 – 4 с.: ил.

Использование шумовых карт города для выбора управленческих решений по регулированию автотранспортных потоков

Волкодаева М.В.¹, Лёвкин А.В.², Демина К.В.^{3*}

¹ Профессор кафедры приборостроения НМСУ «Горный»,
г. Санкт-Петербург, Васильевский остров, 22-я линия, д. 1, РФ

² Аспирант кафедры приборостроения НМСУ «Горный»,
Главный специалист, ООО «ИПЭиГ», г. Санкт-Петербург, пр.Медиков, д.9, РФ

³ Аспирант кафедры приборостроения НМСУ «Горный»,
Ведущий инженер эколог, ООО «ИПЭиГ», г. Санкт-Петербург, пр.Медиков, д.9, РФ

Аннотация

Актуальность: в статье обсуждается актуальная проблема – защита населения от повышенного шумового воздействия. Цель: обоснование необходимости создания шумовых карт городов для принятия корректных управленческих решений. Материалы и методы: приводятся данные по изменению количества автотранспортных средств на территории Европейского Союза и России. Также представлена информация об уровнях шума на территориях вдоль автомобильных дорог, наблюдаемых в некоторых городах России. Приведен алгоритм создания шумовой карты города, который включает проведение натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортного потока, формирование электронной базы данных уровней звука от каждого автотранспортного участка, проведение акустических расчетов, анализ результатов расчетов с точки зрения соблюдения гигиенических нормативов. Результаты: оценены уровни шума в центральной части города Санкт-Петербург, создаваемого автотранспортом, как на основании натурных исследований о составе и интенсивности автотранспортного потока, так и прогнозные – при ограничении движения автотранспортных средств. Заключение: ограничение движения автотранспорта может способствовать снижению воздействия, как шумового, так и значений максимальных приземных концентраций вблизи улиц, на которых ограничено движение, но в то же время может привести к увеличению негативного воздействия вблизи улиц, на которые перераспределится автотранспортный поток. Снижению значений максимальных приземных концентраций и уровней шума для такого крупного мегаполиса, как город Санкт-Петербург, будет способствовать комплекс природоохранных мероприятий, направленных на улучшение топлива, класса экологичности автотранспортных средств, развитие улично-дорожной сети с организацией движения с учетом экологических последствий предлагаемых мероприятий при использовании шумовых карт.

Ключевые слова: автотранспорт, интенсивность, акустические расчеты, шумовая карта города.

The use of noise maps of the city for selection of management decisions about the regulation of road traffic

Volkodava M.V.¹, Levkin A.V.², Demina K.V.³

¹ Professor, National mineral resources university (university of mines), Saint-Petersburg, Russia

² Postgraduate student, National mineral resources university (university of mines),
Chief engineer ecologist, LLC (IAEH), Saint-Petersburg, Russia

³ Postgraduate student, National mineral resources university (university of mines),
Engineer ecologist, LLC (IAEH), Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The important problem is protection of population from high noise. This problem was discussed in the article. Also in the article was showed the necessity of the noise maps of the city for making correct management decisions is proved. There are presented data on the change in the number of vehicles on the territory of the European Union and Russia, information about noise levels in the territories along the roads in the cities of Russia, the algorithm for generating noise maps of the city. There were estimated noise levels generated by vehicles, in the Central part of the city of St. Petersburg for two scenarios: first on the basis of field studies on the

*E-mail: volkodava@atr-sz.ru (Волкодаева М.В.), levkin@atr-sz.ru (Лёвкин А.В.),
deminaksenia@atr-sz.ru (Демина К.В.)

composition and intensity traffic, second – on forecast of limiting vehicle traffic. Conclusion: restriction of movement of vehicles can reduce impact, noise, and values of the maximum concentrations near streets with restricted movement, but at the same time can increase the negative impact of the near streets, where will be redistributed transport stream. The decrease in the maximum ground level concentrations and levels of noise for such a big city like St. Petersburg will contribute to complex of environmental measures: improving fuel, classes environmental performance of vehicles, the development of the road network with traffic organization based estimate of environmental consequences of the proposed activities.

Key words: vehicles, intensity traffic, acoustic calculations, noise map of the city.

Введение

Острой экологической проблемой настоящего времени в городах является шумовое воздействие, где основным источником такого воздействия является автотранспорт. Автодороги проложены повсеместно, они есть и в промышленных районах и рядом с жилыми домами, в которых проживают люди, часто оказывающиеся в зоне повышенного шумового воздействия.

Шумовое загрязнение – это форма физического загрязнения, проявляющегося в увеличении уровня шума сверх природного, и вызывающего при кратковременной продолжительности беспокойство, а при длительной – повреждение воспринимающих его органов или гибель организмов.

Действие шума на организм человека не ограничивается воздействием на орган слуха. Через волокна слуховых нервов раздражение шумом передается в центральную и вегетативную нервную 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. При импульсных и нерегулярных шумах степень воздействия шума повышается.

Ежегодно количество автотранспортных средств (АТС) в Российской Федерации (РФ) увеличивается более чем на 2 млн. единиц. По состоянию на 1 января 2014 года российский парк автомобильной техники насчитывал без учета прицепов и полуприцепов более 47 млн. транспортных средств и по прогнозам к 2016 году может увеличиться на 11 млн. единиц. Обеспеченность АТС в целом по РФ по данным на 1 января 2014 г. составила 274 авт. на 1000 жителей. А по крупным городам это значение даже выше, в Санкт-Петербурге обеспеченность АТС составила 308 авт., в Москве более 311 авт. [1].

Следует отметить, что количество новых легковых автомобилей, регистрируемых в Европейском Союзе (ЕС), сокращается, начиная с 2007 года, когда было зарегистрировано 15,5 млн. автомобилей. В 2013 году зарегистрировано 11,8 млн., что на 200 000 меньше, чем в 2012 г. Количество регистраций сократилось в 2013 г. по сравнению с 2012 годом примерно в половине стран участниц, в то время как он вырос в другой половине. Сокращение регистрации новых транспортных средств наблюдалось на Кипре (– 37%), Нидерландах (– 17%) и Румынии (– 14%), тогда как наибольший рост данного показателя был отмечен в Великобритании (11%), Португалии (10%) и Болгарии (9,7%). По сравнению с 2007 г. число регистраций новых транспортных средств снизилось на 24%. Вклад в данное снижение в значительной степени оказали страны участницы, где данный показатель снизился на 80% в Греции, 54% в Испании, 48% в Португалии и 48% в Италии по сравнению с 2007 годом [2].

Однако, не смотря на некоторое снижение вновь регистрируемых автомобилей, количество автомобилей на 1000 жителей Европы превышает этот показатель для России и составляет, например, для Франции и Германии – 600 авт., Великобритании – 550 авт., Нидерландов – более 500 авт. [3, 4]. Основные выводы, которые сделало Европейское Агентство по окружающей среде, состоят в следующем:

- шумовое загрязнение является одной из основных экологических проблем для здоровья жителей в Европе;
- дорожное движение является наиболее доминирующим источником шума;
- шум в окружающей среде вызывает по меньшей мере 10 000 случаев преждевременной смерти в Европе каждый год;
- почти 20 млн. взрослых раздражается из-за шума окружающей среды, и еще 8 млн. страдают от нарушения сна;
- более 900 000 случаев артериальной гипертензии, вызванной шумом окружающей среды, наблюдается каждый год [5, 12].

В последние десятилетия уровень шума в крупных городах увеличился на 10-15 дБА. Возрастание шума в больших городах связано с увеличением интенсивности транспортного потока (до 8000 авт/час), мощности и грузоподъемности транспорта, внедрением новых двигателей и т.п. На автомобильных дорогах Москвы, Санкт-Петербурга и других крупных городов России уровень шума от транспорта в дневное время достигает 90-100 дБА и даже ночью в некоторых районах не опускается ниже 70 дБА. В городах с меньшей плотностью населения также наблюдаются превышения уровней шума. В Архангельске эквивалентные уровни звука вблизи первого эшелона жилых зданий (12-18 м от оси первой полосы движения), расположенных на улице с наблюдаемой максимальной интенсивностью движения около 2500 авт/час, превышаются на 11-18 дБА для дневного времени суток [6]. В Тюмени уровни звука вблизи первого эшелона жилых зданий (здания расположены на расстоянии ~15 м от оси первой полосы движения) превышаются на 20,9 дБА для дневного времени суток [7]. Ежегодные мониторинговые измерения шума, проводимые управлением Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека по Мурманской области, на селитебных территориях, прилегающих к основным транспортным магистралям г. Мурманск, свидетельствуют об устойчивой тенденции увеличения уровней шума – в дневное время на 8-20 дБА, в ночное время на 18-28 дБА [8].

В настоящее время санитарными нормами для территорий, непосредственно прилегающих к жилым домам, установлены следующие допустимые эквивалентные уровни звука, составляющие в дневное время суток (с 7 до 23 ч.) 55дБА, в ночное время (с 23 до 7 ч.) 45дБА [9].

В целом в России около 35 млн. человек подвержены существенному воздействию транспортного шума.

В связи с этим на сегодняшний день защита населения от повышенного шумового воздействия имеет важное значение. По мнению авторов, один из возможных способов решения проблемы высокого шумового загрязнения – это мониторинг акустической ситуации на основе шумовых карт городов, с выбором наиболее эффективных мероприятий по регулированию шумового загрязнения на основе модельных расчетов шумового воздействия [10, 11].

1. Алгоритм создания шумовой карты города

Алгоритм создания шумовой карты города разрабатывается на основе данных натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортных потоков, а также результатов расчётных методов оценки изменения шумового загрязнения, создаваемого автотранспортными потоками (АТП) на территории города Санкт-Петербург, определенных с учетом ограничений движения АТС в центральной части города.

Алгоритм проведенной работы состоял из следующих этапов:

- составление перечня основных автомагистралей, характеризующихся высокими автотранспортными нагрузками;
- проведение натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортного потока с выделением легкового и грузового дизельного автотранспорта (в т.ч. автобусов);
- изучение градостроительной ситуации;
- подготовка топографической карты города в геоинформационной системе, содержащей следующие тематические слои: дороги, здания (строения, пристройки) с определением высоты, территории с зелеными насаждениями, гидрографические объекты и т.д.;
- определение количества автотранспортных источников шума в зависимости от участков с разным составом и интенсивностью автотранспорта, и конфигурациями магистралей;
- привязка источников шума к подготовленной топографической карте города;
- формирование электронной базы данных уровней звука от каждого автотранспортного участка по параметрам полученных натурных наблюдений с использованием специализированного программного продукта;
- занесение в электронную базу данных информации о зданиях и сооружениях, с определением их высоты и звукопоглощающих свойств, являющихся препятствиями для распространения звука;
- выполнение акустических расчетов с учетом существующей обстановки и с учетом мероприятий;
- анализ расчетов акустической нагрузки от автотранспортных источников шума на существующее положение и с учетом мероприятий с точки зрения соблюдения гигиенических нормативов.

Метод зонирования застройки, предполагающий взаимное удаление источников шума и объектов, требующих шумозащиты, а также экранирование источников шума застройкой, может и должен применяться, начиная со стадии разработки проекта детальной планировки жилых районов. Однако, в условиях сложившейся застройки, данный метод вряд ли может быть применен.

2. Результаты оценки уровней шума при ограничении движения автотранспортных средств в центральной части города Санкт-Петербург

В последнее время поднимается вопрос об ограничении движения автотранспорта в центральной части города Санкт-Петербурга, при обосновании такого решения зачастую используется экологический фактор. Организация пешеходных зон в центральной, исторической части Санкт-Петербурга – важная задача, требующая обоснования и оценки принятия таких решений. Ниже приводятся результаты такой оценки, проведенной авторами.

В первую очередь была проанализирована градостроительная ситуация с определением границ исследуемой территории, а также выполнены натурные обследования автотранспортных потоков на основных автодорогах, расположенных в центральной части города.

По данным анализа градостроительной ситуации к центральной части города Санкт-Петербурга была отнесена территория города, расположенная в двух районах – Центральном и Адмиралтейском – и ограниченная с запада, севера и востока рекой

Невой, а с юга – Обводным каналом (рис. 1 а). Предположим, что на части центральной территории города, между рекой Невой и набережной Фонтанки (рис. 1 б) вводится ограничение движения АТС. Площадь данного участка составляет 7 км² или 30% от всей территории, определенной как центральная часть.

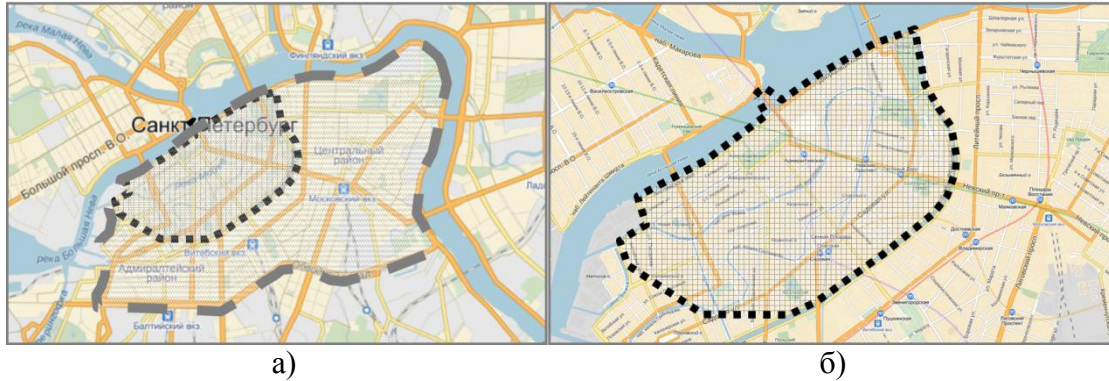


Рис. 1 Территория города определенная как центральная

а) (—) центральная часть города, б) (■■■■) территория города, на которой предполагается ограничить движение автотранспортных средств

Максимальная интенсивность движения для центральной части города Санкт-Петербурга, определенная в ходе специальных наблюдений, составила 4700 авт/час – на Невском проспекте, средняя интенсивность – 2150 авт/час. Содержание в автотранспортном потоке грузовой дизельной техники составило в среднем 9%.

При ограничении движения АТС учитывался факт перераспределения автотранспортных потоков по прилегающим к участку ограничения улицам. При распределении АТП учитывалась максимальная пропускная способность данных улиц. В результате моделирования было учтено перераспределение автотранспортных потоков по 10 автодорогам. При этом стоит отметить, что автодороги, проходящие по границе участка с ограничением движения, используются для перераспределения АТП. Перечень автодорог и данные об изменениях характеристик автотранспортных потоков после введения ограничений приведены в табл. 1.

Таблица 1

Изменения средней интенсивности и скорости движения при возможном ограничении движения в центральной части г. Санкт-Петербурга

№	Наименование автомагистрали	Изменение средней интенсивности	Изменение скорости движения
1	Реки Фонтанки наб.	увеличение на 26%	уменьшение на 20%
2	Английская наб.	увеличение на 65%	уменьшение на 43%
3	Садовая ул.	уменьшение на 94%	увеличение на 20%
4	Большая Морская ул.	уменьшение на 85%	увеличение на 71%
5	Невский пр.	уменьшение на 98%	увеличение на 100%
6	Гороховая ул.	уменьшение на 94%	увеличение на 71%
7	Адмиралтейская наб.	увеличение на 65%	уменьшение на 33%
8	Дворцовая наб.	увеличение на 65%	уменьшение на 25%
9	Декабристов проезд	уменьшение на 96%	увеличение на 50%
10	Литейный пр.	увеличение на 13%	уменьшение на 25%

На рис. 2 графически представлены расположения обследованных автодорог с распределением по характеру изменения АТП с вводом ограничений и отображением линейных источников шума.

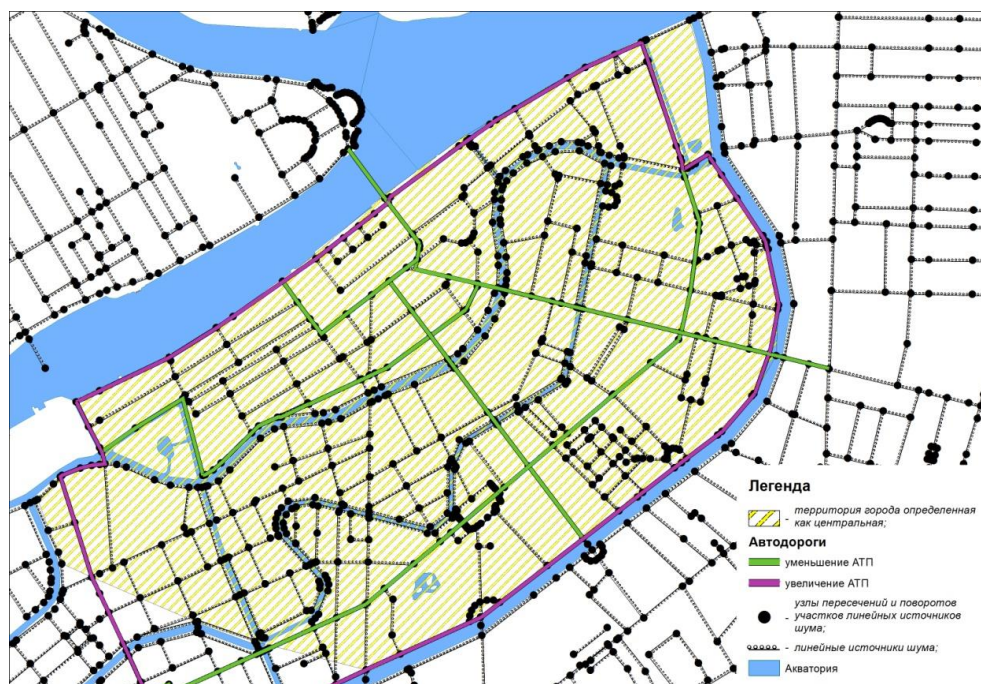


Рис. 2 Графическое представление расположения обследованных автодорог с распределением по характеру изменения АТП с вводом ограничений и отображением линейных источников шума

Таблица 2

Изменения средней интенсивности и скорости движения при возможном ограничении движения в центральной части г. Санкт-Петербурга на примере 2-х автодорог

№	Объект	Интенсивность, авт./час	Средняя скорость потока, км/ч	Уровни звукового давления (мощности, в случае $R = 0$), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в Гц									L_a , дБА
				31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	Невский пр. (существующее положение)	4719	30	72,3	78,8	74,3	71,3	68,3	68,3	65,3	59,3	46,8	72,7
2	Невский пр. (с учетом уменьшения АТП)	100	60	68,9	75,4	70,9	67,9	64,9	64,9	61,9	55,9	43,4	69,2
	Изменение	▼98%	▲10%	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,4	▼3,5
3	Реки Фонтанки наб (западная сторона) (существующее положение)	1338	40	72,0	78,5	74,0	71,0	68,0	68,0	65,0	59,0	46,5	72,3
4	Реки Фонтанки наб. (западная сторона)	1692	30	73,1	79,6	75,1	72,1	69,1	69,1	66,1	60,1	47,6	73,4

№	Объект	Интенсивность, авт./час	Средняя скорость потока, км/ч	Уровни звукового давления (мощности, в случае $R = 0$), дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами в Гц									L_a , дБА
				31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
	(с учетом увеличения АТП)												
	Изменение	▲ 20%	▼ 25%	▲ 1,1	▲ 1,1	▲ 1,1	▲ 1,1	▲ 1,1	▲ 1,1	▲ 1,1	▲ 1,1	▲ 1,1	▲ 1,1

По данным проведенных наблюдений и прогнозных модельных расчетов интенсивности АТП в районе исследуемого участка до и после ввода ограничения движения АТС, были получены шумовые карты, а также уровни шума в контрольных точках, расположенных на территории жилой застройки около первого эшелона зданий вблизи автомагистралей и внутри дворовых территорий.

Из результатов акустического расчета видно, что эквивалентные уровни звука вблизи первого эшелона жилых зданий до введения ограничения движения АТС превышены на 10 - 19 дБА (здания расположены на расстоянии ~5-10 м, от оси первой полосы движения) для дневного времени суток, согласно установленным Санитарным нормам [9], для территории, непосредственно прилегающей к жилым домам. В условиях застройки, характерной для выбранного участка территории центрального района, с ее малоэтажными плотно застроенными зданиями, шириной тротуаров около 3 - 6 м и высокой интенсивностью движения автотранспорта, шум, возникающий на проезжей части магистрали, распространяется не только на территорию первого эшелона жилых зданий, но и вглубь жилой застройки. Результаты акустического расчета после введения ограничения движения АТС показывают, что среднее значение снижения уровней шума составило около 5 дБА, что недостаточно для соблюдения нормативов для дневного времени суток, нормативы превышаются на 3,7 - 16,7 дБА (Рис. 3 - 5).

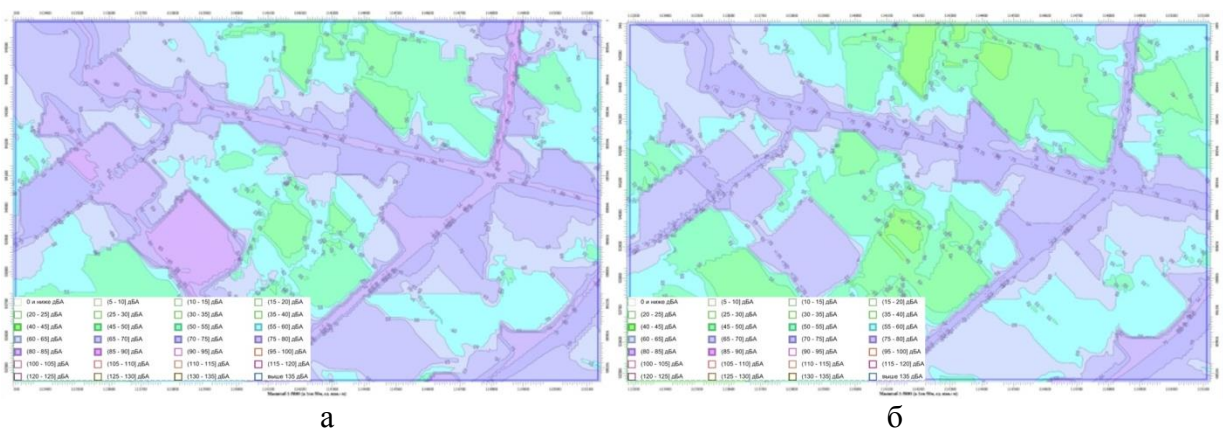


Рис. 3 Шумовая карта центральной части города
(а) существующее положение, (б) с учетом ограничений движения

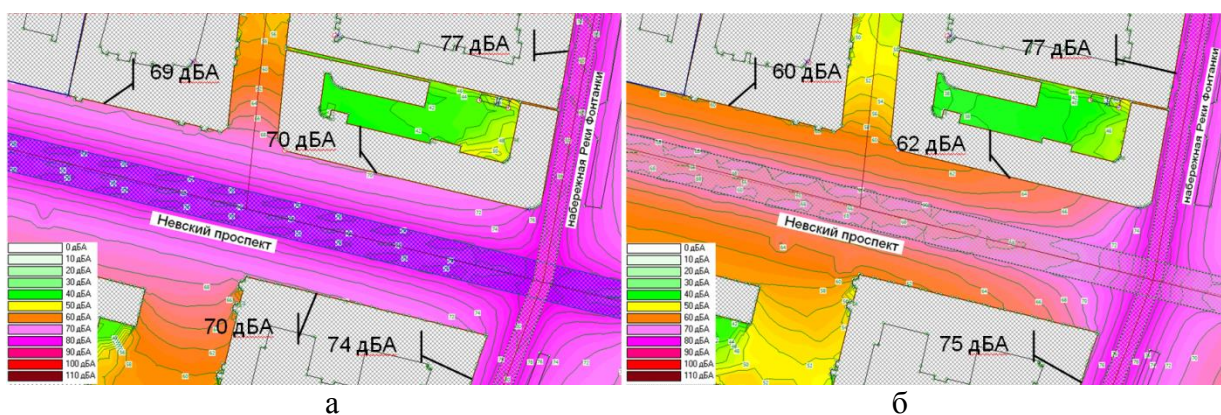


Рис. 4 Фрагмент шумовой карты в районе Невского пр. и наб. реки Фонтанки
(а) при существующем АТП (б) с учетом ограничений АТП

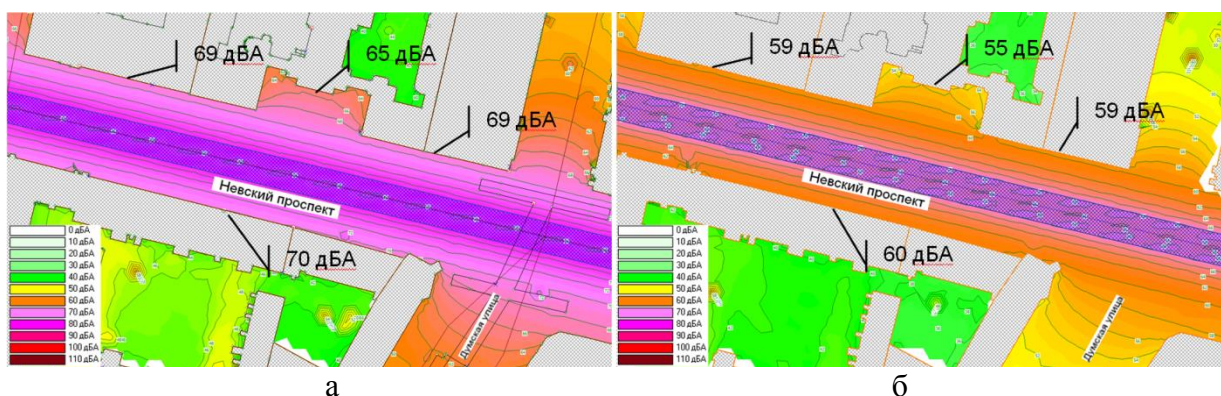


Рис. 5 Фрагмент шумовой карты в районе Невского пр., 32
(а) при существующем АТП (б) с учетом ограничений АТП

Следует отметить, что была проведена комплексная оценка внедрения данного мероприятия, а именно проведены расчеты максимальных приземных концентраций загрязняющих веществ, которые поступают с отходящими газами автомобилей. Максимальные приземные концентрации азота диоксида до проведения мероприятия составили вблизи жилых массивов от 2 до 3 долей ПДКм.р., после введения ограничения АТС на рассматриваемом участке – 1,5 - 2 долей ПДКм.р., что является превышением гигиенических критериев качества атмосферного воздуха. Увеличение интенсивности АТС при неизменной пропускной способности приводит к уменьшению скорости АТС, заторам, увеличению концентраций оксида углерода (угарного газа).

Закключение

Ограничение движения АТС может способствовать снижению воздействия, как шумового, так и значений максимальных приземных концентраций вблизи улиц, на которых ограничено движение, но в то же время может привести к увеличению негативного воздействия вблизи улиц, на которые перераспределится АТП. В целом данного мероприятия недостаточно для достижения гигиенических и санитарных норм. Снижению значений максимальных приземных концентраций и уровней шума для такого крупного мегаполиса как город Санкт-Петербург несомненно будет способствовать комплекс природоохранных мероприятий, направленных на улучшение топлива, класса экологичности АТС, развитие улично-дорожной сети с организацией движения с учетом экологических последствий предлагаемых мероприятий.

Разработка шумовой карты будет способствовать принятию своевременных и корректных управленческих решений в плане территориального планирования и развития города, способствовать внедрению современных технологических средств снижения шума, как транспортных средств так и материалов, применяемых при строительстве зданий и сооружений для защиты населения от повышенного шумового воздействия.

Список литературы

1. Справочные издания Автомобильный рынок России за 2003-2014 гг. Изд. «Семь Верст», Автостат. Тольятти, 2003-2014.
2. CO₂ emissions from passenger cars and vans in 2013 / EEA Technical report Monitoring No 19/2014. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2014
3. Материалы второго международного конгресса "Безопасность на дорогах ради безопасности жизни". СПб., 17 сентября 2008 г. – 32 с.
4. Материалы "Невского международного экологического конгресса". СПб., 9 декабря 2008 г. – 35 с.
5. Noise in Europe 2014 / EEA Report No 10/2014., 68 с.
6. Волкодаева М.В., Демина К.В., Лёвкин А.В. Об учете воздействия автотранспортных потоков при планировании размещения жилых зданий и территорий жилой застройки // Сборник докладов IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации», 26-28 марта 2013 г., СПб / Под ред. Н.И. Иванова; СПб, 2013 г. С. 572-577.
7. Волкодаева М.В., Демина К.В., Лёвкин А.В., Соловьев А.В. О возможностях использования данных комплексной оценки загрязнения атмосферного воздуха для разработки шумовых карт городов // Материалы V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации», СПб, 2015 г. С. 263-267.
8. Мониторинг уровней шума в г. Мурманске 2014. Данные управления Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека по Мурманской области.
9. СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.
10. Волкодаева М.В., Лёвкин А.В. Разработка шумовой карты города по данным натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортных потоков // Межотраслевой научно-технический и производственный журнал «Двигателестроение» № 3 (245), СПб, 2011 г. С. 31-34.
11. Волкодаева М.В., Лёвкин А.В., Соловьев А.В. Влияние ограничений движения автотранспорта в центральной части г. Санкт-Петербург на химическое и шумовое загрязнение // Сборник трудов III Международной научно-практической конференции «Инновации на транспорте и в машиностроении», СПб, 2015 г. С. 35-38.
12. Публикации Европейского Агентства по окружающей среде (ЕАОС) являющегося агентством Европейского Союза (The European Environment Agency (EEA) is an agency of the European Union).

Bibliography

1. *Spravochnye izdaniya «Avtomobilnyy rynek Rossii za 2003-2014 gg»* [Reference books Automotive market in Russia for the 2003-2014 years. Publishing house «Sem Verst», Avtostat, Togliatti, 2003-2014]

2. CO₂ emissions from passenger cars and vans in 2013 / EEA Technical report Monitoring No 19/2014. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2014.

3. *Materialy vtorogo mezhdunarodnogo kongressa «Bezopasnost na dorogakh radi bezopasnosti zhizni»*. SPb., 17 sentyabrya 2008 g. – 32 s. [The materials of the Second International Congress "Road Safety for the Safety of Life". SPb., 17 September 2008 - 32 p.]

4. *Materialy «Nevskogo mezhdunarodnogo ekologicheskogo kongressa»* SPb., 9 decabrya 2008 g. – 35 s. [The materials "Nevsky International Ecological Congress". SPb., 9 December 2008 - 35 p.]

5. Noise in Europe 2014 / EEA Report No 10/2014., 68 c.

6. *Volkodaeva M.V., Demina K.V., Levkin A.V. Ob uchete vozdeystviya avtotransportnykh potokov pri planirovanii razmeshcheniya zhilykh zdaniy i territoriy zhiloy zastroyki*// Sbornik dokladov IV Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem «Zashchita ot povyshennogo shuma i vibratsii», 26-28 marta 2013 g. SPb/ Pod. red. N.I.Ivanova, SPb, 2013 g. s/572-577. [Volkodaeva M.V., Demina K.V., Levkin A.V. About the accounting impact of road traffic flows when planning the layout of residential buildings and areas of residential development// Collected Reports IV All-Russian scientific-practical conference with international participation "Protection from high noise level and vibration" March 26-28, 2013, St. Petersburg / Edited by Ivanov N.I.; St. Petersburg, 2013 pp. 572-577.]

7. *Volkodaeva M.V., Demina K.V., Levkin A.V., Solovyev A.V. O vozmozhnostyakh ispolzovaniya dannykh kompleksnoy otsenki zagryazneniya atmosfernogo vozdukh dlya razrabotki shumovykh kart gorodov* // *Materiali V Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem « Zashchita ot povyshennogo shuma i vibratsii »*, SPb, 2015 g., s.263-267. [Volkodaeva M.V., Demina K.V., Levkin A.V., Solovyev A.V. About possibilities to use the data of integrated assessment of air pollution to create noise maps of cities// Materials of the V All-Russian scientific-practical conference with international participation "Protection from high noise level and vibration", St. Petersburg, 2015, pp.263-267.]

8. *Monitoring urovney shuma v g.Murmansk v 2014 g. / Upravlenie Federalnoy sluzhby po nadzoru v sfere zashity prav potrebiteley i blagopoluchiya cheloveka po Murmanskoy oblasti.* <http://51.rospotrebnadzor.ru> [Monitoring of noise levels in the city of Murmansk in 2014. The data of the Federal Service for Supervision of Consumer Rights Protection and Human Welfare in the Murmansk region/ <http://51.rospotrebnadzor.ru>]

9. SN 2.2.4/2.1.8.562-96. *Shum na rabochikh mestakh, v pomeshcheniyakh zhilykh, obshchestvennykh zdaniy i na territorii zhiloi zastroyki.* M.: Informatsionnyy-izdatelskiy tsentr Minzdrava Rossii, 1997 [Sanitary Regulations 2.2.4/2.1.8.562-96 Noise in the workplace, in residential and public buildings and residential areas. M.: Information-publishing center of the Russian Ministry of health, 1997]

10. *Volkodaeva M.V., Levkin A.V. Razrabotka shumovoy karty goroda po dannym naturnykh nabludeniy sostava i intensivnosti avtotransportnykh potokov*// *Mezhotraslevoy nauchno-tekhnicheskoy i proizvodstvennyy zhurnal «Dvigatelistroyeniye»* № 3 (245), SPb, 2011 g. s/31-34. [Volkodaeva M.V., Levkin A.V. The use of monitoring data about structure and the intensity of road traffic for creation a noise map of the city.// Interdisciplinary scientific-technical and industrial journal "Engine building", № 3 (245), St. Petersburg, 2011 pp 31-34.]

11. *Volkodaeva M.V., Levkin A.V., Solovyev A.V. Vliyanie ogranicheniy dvizheniya avtotransporta v tsentralnoy chasti g.Sankt-Peterburg na khimicheskoe i shumovoe zagryaznenie*// *Sbornik trudov III Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Innovatsii na transporte i v mashinostroyeniye»*, SPb, 2015 g. s.35-38. [Volkodaeva M.V., Levkin A.V., Solovyev A.V. Influence of limited traffic in the central part of St. Petersburg for chemical and noise pollution// Collection of works of the III International scientific-practical conference "Innovations in transport and machine-building", St. Petersburg, 2015, pp. 35-38.]

О возможности применения двухсекционных акустических экранов-резонаторов для снижения шума

Булкин В.В.¹, Калиниченко М.В.², Сальников И.Н.³

¹ Профессор кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ.

² Старший преподаватель кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ.

³ Студент кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ.

Аннотация

Работа посвящена актуальной проблеме – борьбе с шумом на урбанизированных пространствах. В качестве средства защиты от шума рассмотрена модель акустического экрана-резонатора, состоящего из двух камер, одна из которых (передняя) представляет собой распределённый резонатор Гельмгольца, а другая (задняя) образует замкнутое пространство, которое используется как глушитель шума. Рассмотрен вопрос о возможности применения таких акустических конструкций для снижения уровней шума на урбанизированных пространствах. Проанализированы результаты полученных экспериментальных данных, как по уровню отраженного звукового сигнала, так и по уровню поглощенного звукового сигнала. Сделаны выводы о проделанной работе.

Ключевые слова: шумовое загрязнение, двухсекционный акустический экран-резонатор, шумозащита, резонатор Гельмгольца, акустическая камера.

About the possibility of the use of dual-chamber acoustic screens-resonators to reduce noise

Bulkin V.V.¹, Kalinichenko M.V.², Sal'nikov I.N.³

¹ Professor of the Department "Technosphere safety", Murom Institute of Vladimir state University, Orlovskaya, str., 23, Murom, 602264, Russia

² Senior Lecturer of the Department "Technosphere safety", Murom Institute of Vladimir state University, Orlovskaya, str., 23, Murom, 602264, Russia

³ Student of the Department "Technosphere safety", Murom Institute of Vladimir state University, Orlovskaya, str., 23, Murom, 602264, Russia

Abstract

The paper is devoted to the actual problem – the fight against noise in urban areas. As a means of protection against noise the model of the acoustic screen-resonator is suggested. The screen-resonator consists of two chambers, one of which (the front) is a distributed Helmholtz resonator, and another (rear) forms a closed space used as a silencer. Authors consider the possibility of using such acoustic constructions to reduce noise levels in urban areas. The results of the experimental data are analyzed both in terms of a reflected sound signal, and the level of absorbed sound signal. The conclusions of the work are made.

Key words: noise pollution, dual-chamber screen- resonator, sound insulation, Helmholtz resonator, acoustic chamber.

*E-mail: vvbulkin@mail.ru (Булкин В.В.), marinakali@mail.ru (Калиниченко М.В.), ivansal.1993@mail.ru (Сальников И.Н.)

Введение

Урбанизация – один из наиболее ярких феноменов современности. Урбанизированные территории занимают немногим более 1% площади земной суши, но концентрируют порядка 50% всего населения земли, производят 80% внутренней валовой продукции, но при этом дают 80% всех выбросов в атмосферу и гидросферу.

Побочным продуктом цивилизации является шум – один из наиболее опасных факторов, наносящих вред окружающей среде и всему живому, в первую очередь человеку. В крупных городах свыше 65% жителей жалуются на чрезмерный шум. Шум и вибрация заметно воздействуют на центральную нервную систему, шумовая нагрузка в городах возрастает по времени.

Шумовая «симфония» города складывается из многих факторов: грохота железных дорог и гула самолетов, рокота строительной техники, шума промышленных предприятий и даже бытовых приборов – словом, всего, что окружает человека. Особым аккордом звучит в ней движение автотранспорта, которое обеспечивает до 80% от общего уровня шума. Уровень шума днём превышает допустимые значения на 25 дБА. Особенно это сильно проявляется на федеральных дорогах, проходящих через населённые пункты (11,2% от общей протяженности федеральных и 11,7% региональных автомобильных дорог) [1,2].

Снижение уровня шума в городской среде – сложная задача, не имеющая простых решений. Разумеется, первой задачей является снижение шума в источнике (автотранспорте). Это общепризнано и есть соответствующие законодательные акты, стандарты, рекомендации и т.п. Среди задач снижения уровня шума, решаемых в конкретной городской среде, применение т.н. «малошумного» асфальта и защитных конструкций – акустических экранов (АЭ).

Реальное снижение шума «малошумным» асфальтом не обеспечивает уровня выше 3 дБА [2], в силу чего его применение не может изменить ситуацию принципиально, а стоимость работ по укладке существенна. Применение акустических экранов более эффективно, однако и они, как показывают разные оценки, обеспечивают реальное снижение уровня шума в пределах от 3 до 15-22 дБА [2,3]. Кроме того, как следует из [1], доля шумозащитных экранов от протяжённости населённых пунктов невелика и составляет: по федеральным дорогам 1,3 %, по региональным дорогам 0,07%, что так же не решает проблему в принципе.

Тем не менее, АЭ являются перспективным средством защиты, в силу чего актуальной является задача поиска методов и средств повышения их эффективности.

Целью статьи является исследование возможности повышения эффективности шумозащитных устройств при решении задачи снижения уровня акустического шума в городской среде за счёт применения комбинированных двухсекционных экранов-резонаторов.

1. Шумозащитные экраны с использованием резонаторов Гельмгольца

Работа акустического экрана основана на нескольких принципах, главными из которых являются отражение и поглощение падающей звуковой волны. Эффект защиты достигается в области звуковой тени (за акустическим экраном) [4]. При этом одним из существенных недостатков АЭ является то, что при установке отражающих панелей сила звука практически не снижает своей силы, а лишь меняет направление, что создает направленный поток под углом к линии вертикали, который оглушает жителей верхних этажей, пролетающих птиц и создает повышенную вибрацию воздуха над дорогой. Кроме того, в зависимости от угла установки шум может отражаться в

направлении источника, создавая резонансные явления, т.е. увеличение уровня шума в зоне перед экраном.

Снижение такого эффекта обеспечивается звукопоглощающими экранами различных модификаций. Одним из возможных вариантов построения АЭ является включение в конструкцию акустических резонаторов Гельмгольца. Принцип действия такого резонатора достаточно хорошо описан в ряде работ, например в [5,6], и др. При определённых конструктивных особенностях такой экран может обеспечить снижение уровня шума в зоне перед экраном.

Оценка возможной эффективности применения таких АЭ была дана авторами в [7,8]. Как показывают исследования в лабораторной акустической камере, возможное снижение уровня шума перед экраном при различных условиях достигает величины 10-15 дБА. Разумеется, в реальных условиях городской среды обеспечить такое снижение шума сложно, однако в процессе дальнейших работ может быть получен достаточный для практики результат.

2. Разработка экспериментальной модели двухсекционного акустического экрана - резонатора

В качестве пассивного средства защиты от шума может быть рассмотрена модель двухсекционного акустического экрана, выполненная на основе резонаторов Гельмгольца, передняя панель которого перфорирована вертикальными щелевыми зазорами, образующими горловины резонаторов.

Известно, что собственная частота (Гц) резонатора при применении щелевых отверстий определяется по формуле [5,6]

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{b}{L \cdot h \cdot l}}, \quad (1)$$

где f – собственная частота резонатора, Гц;
 C – скорость движения звука в среде, м/с;
 l – глубина зазора резонатора, м;
 b – ширина зазора, м;
 L – расстояние между зазорами, м;
 h – глубина резонатора, м.

Анализ взаимозависимостей основных характеристик АЭ показывает, что изменение собственной частоты резонатора, при неизменных l и L , в существенной степени, как это и следует из (1), определяется соотношением величин зазора b и глубины резонатора h . На рис. 1 представлены результаты моделирования зависимости ширины зазора b от частоты f и глубины h резонатора при их изменении в диапазонах: $f=0,1 \dots 1000$ Гц, $h=1 \dots 100$ мм. Очевидно, что в большей степени на изменение частоты влияют вариации глубины резонатора.

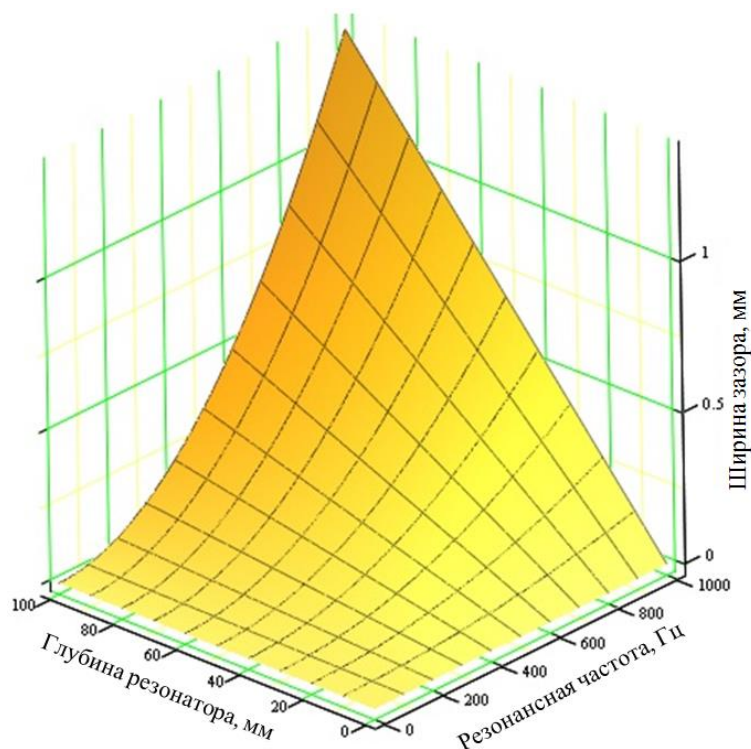


Рис. 1. Зависимость между шириной зазора, глубиной резонатора и собственной частотой резонатора

При проектировании опытной модели именно этому показателю отводилось особое значение. Из-за ограничения габаритов акустической камеры максимальная глубина резонатора могла составлять не более 100 мм. Но в силу того, что данная акустическая система является системой с распределёнными параметрами, приведённое соотношение (1) справедливо только в тех случаях, когда глубина резонатора меньше четверти длины волны звука, а размеры горловины – меньше двух длин волны [6]. На стандартной частоте 1000 Гц четверть волны составляет 75 мм. А это удовлетворяет условию использования созданного акустического стенда.

Созданная опытная модель двухкамерного АЭ имеет общий размер по глубине 75 мм и состоит из передней и задней камер. Основа корпуса – из деревянных брусков, передняя и задняя стенки, а также внутренняя перегородка выполнены из стального листа (рис. 2).

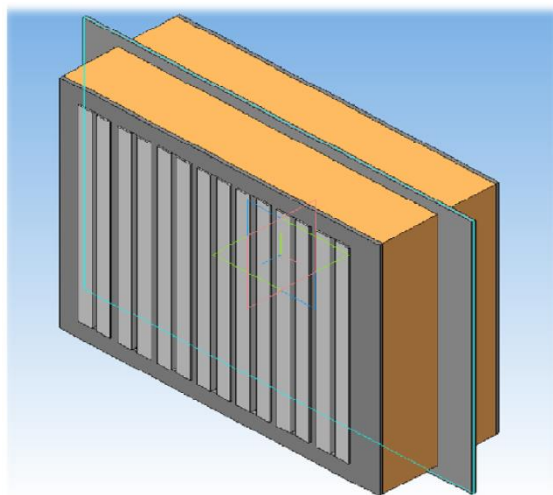


Рис. 2. Двухсекционная модель АЭ, выполненного на основе резонатора Гельмгольца

Передняя камера представляет собой распределённый резонатор Гельмгольца с глубиной $h=40$ мм. Лицевая часть образована стальным листом, в котором выполнены вертикальные щелевые прорезы, расположенные на регулярном расстоянии ($L=40$ мм) друг от друга. Функции горловины ($l=15$ мм) выполняют профильные элементы уголкового формы, установленные в щелевые отверстия с возможностью регулировки положения относительно горизонтальной плоскости передней панели и фиксации этого положения. Такое решение обеспечивает возможность регулирования ширины щели зазора ($b=0\ldots 1,5$ мм) без разбора конструкции экрана.

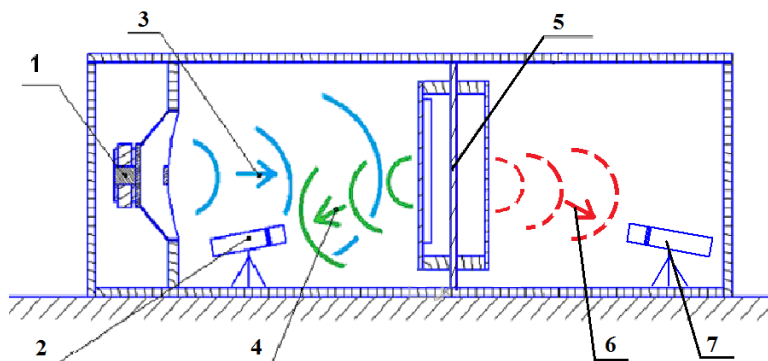
Задняя часть представляет собой прямоугольную герметичную камеру с глубиной 40 мм, и предположительно может обеспечивать функции дополнительного демпфера (глушителя) для резонансной камеры.

3. Методика проведения экспериментальных исследований

Измерения проводились на лабораторном акустическом стенде, состоящем из настольной акустической камеры, генератора низких частот и стандартного шумомера.

АЭ-резонатор устанавливался в камеру в средней её части в двух положениях: прямом, горловинами в сторону источника акустического сигнала, и обратном, обращённом к источнику тыловой частью (рис. 3). Измерения проводились на стандартных среднегеометрических частотах 31,5; 63; 125; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц. Поскольку наибольший интерес с точки зрения защиты слухового аппарата человека представляет диапазон от 1000 Гц до 4000 Гц, в этом диапазоне измерения проводились с шагом в 100 Гц. Для простоты эксперимента исследовалась реакция АЭ на сигнал при четырёх фиксированных значениях зазоров – 0,25; 0,5; 0,75 и 1,0 мм. В каждом случае проводился ряд измерений и определялось среднестатистическое значение.

Оценка степени ослабления акустического сигнала осуществлялась для случая отражения падающей на переднюю панель АЭ звуковой волны и для случая прохождения этого сигнала через плоскость экрана в зону тени. Количественные оценки величины ослабления сигнала в прямом положении АЭ получены в сопоставлении уровней со случаем экрана в виде глухой стальной стенки. Оценки для случая прохождения сигнала в зону тени получены аналогично, как разность уровней при разных вариантах положения АЭ.



- 1 – источник звукового сигнала; 2 – микрофон шумомера при контроле отражённой волны; 3 – падающий звуковой сигнал; 4 – отражённый звуковой сигнал;
5 – двухкамерный АЭ-резонатор; 6 – прошедшая звуковая волна;
7 – микрофон шумомера при контроле прошедшей звуковой волны

Рис. 3. Схема проведения эксперимента

4. Практические измерения и выводы

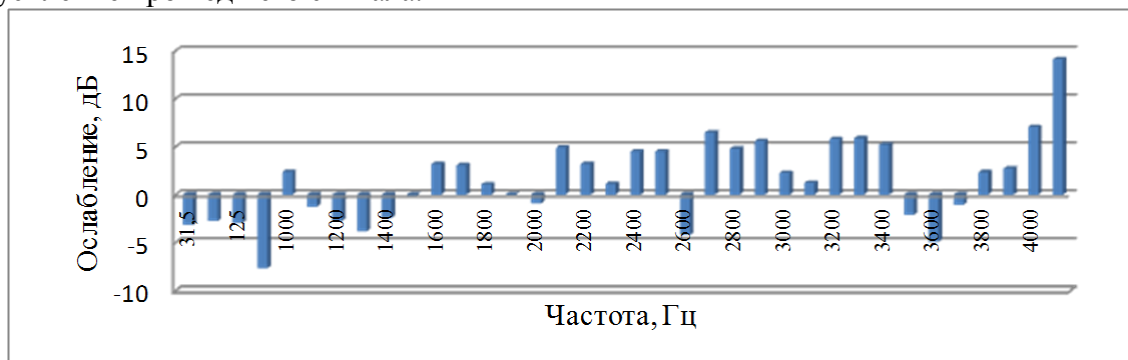
Оценки изменения уровней сигнала показаны на рис. 4 и 5.

На рис. 4 показаны изменения уровней отражённого от АЭ сигнала в случае прямого его расположения. Фактически речь идёт об ослаблении уровня шума в зоне, непосредственно примыкающей к экрану. Оценки даны для четырёх величин зазоров.

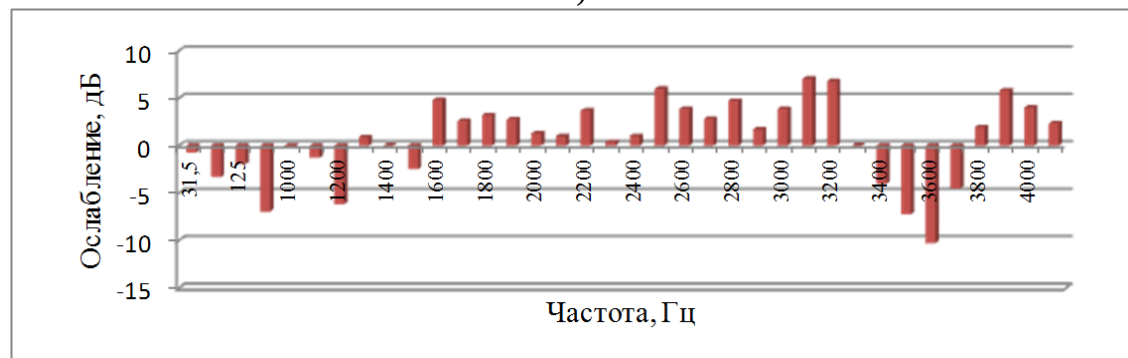
Положительное значение по шкале ординат означает снижение уровня звукового сигнала при использовании АЭ с резонаторами в сопоставлении с экраном в виде глухой стенки. Соответственно, отрицательное значение указывает на наличие увеличения уровня, т.е. на резонанс на данной частоте.

На представленных гистограммах видно, что при имеющихся конструктивных особенностях конкретной модели экрана имеет место как ослабление, так и усиление отражённого сигнала. Так, при величине зазора 0,75 мм (рис. 4,в) можно говорить о положительном эффекте с точки зрения ослабления уровня акустических сигналов. Имеются некоторые резонансные явления на отдельных частотах, включая «всплески» до уровня 12 дБ. При величине зазоров 0,25 мм (рис. 4,а) и 1 мм (рис. 4,г) в целом можно говорить о положительном эффекте с точки зрения ослабления уровня акустических сигналов. И очевидное доминирование резонансных явлений имеет место при величине зазора 0,5 мм (рис. 4,в).

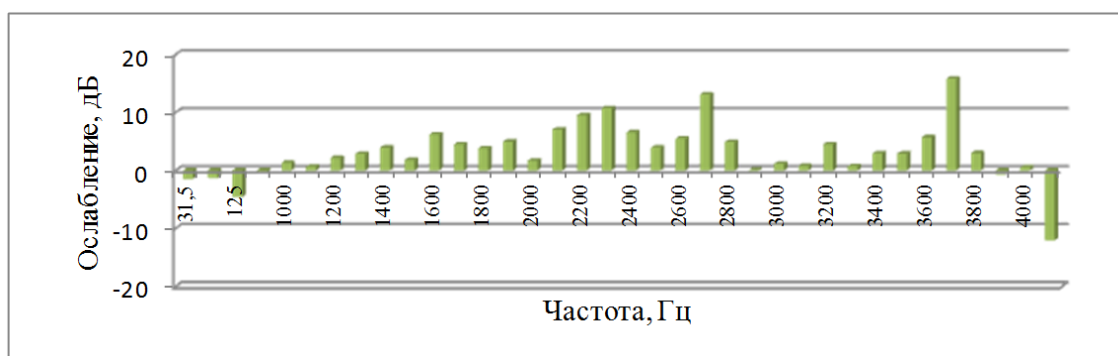
Изменения уровней прошедшего сигнала (в зоне акустической тени) показаны на рис. 5. На представленных гистограммах видно, что имеет место как ослабление, так и усиление прошедшего сигнала.



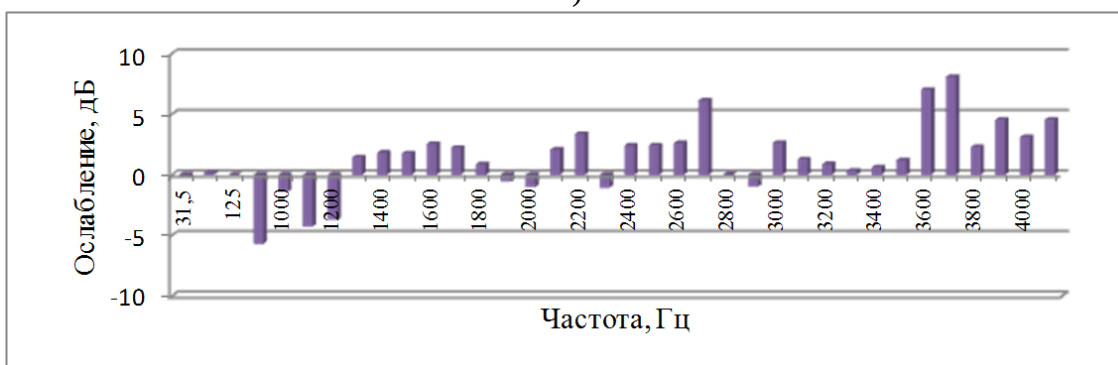
а)



б)



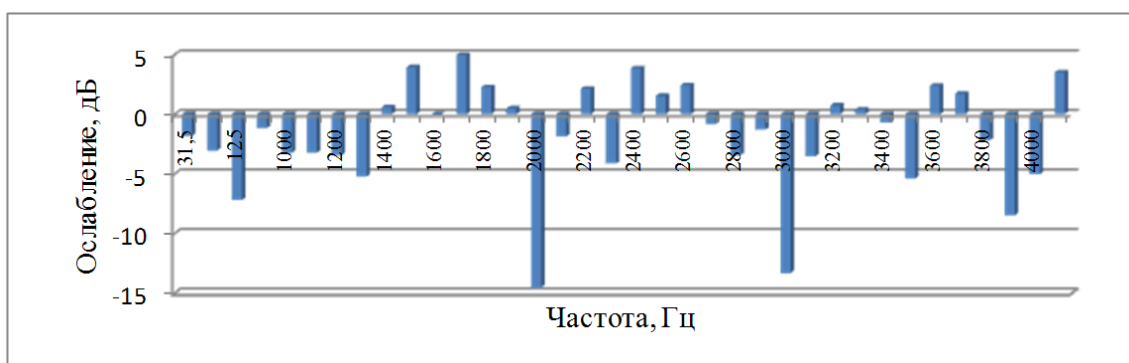
в)



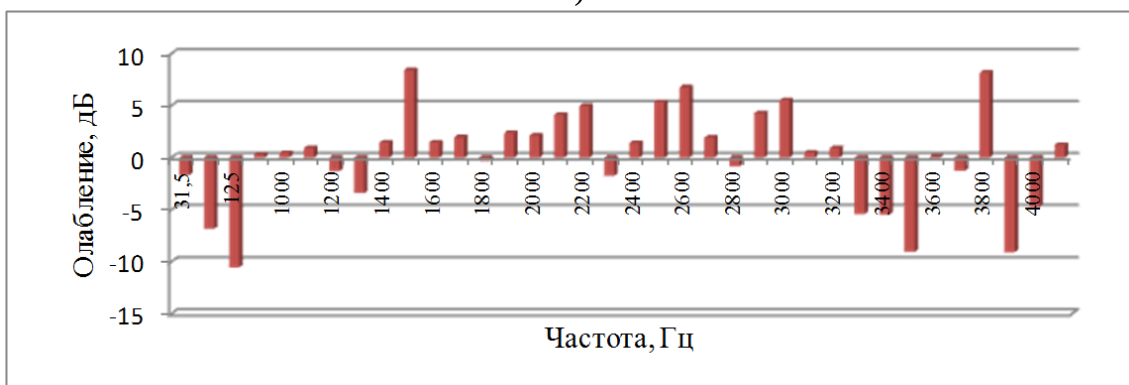
г)

а) $b=0,25$ мм; б) $b=0,5$ мм; в) $b=0,75$ мм; г) $b=1,0$ мм

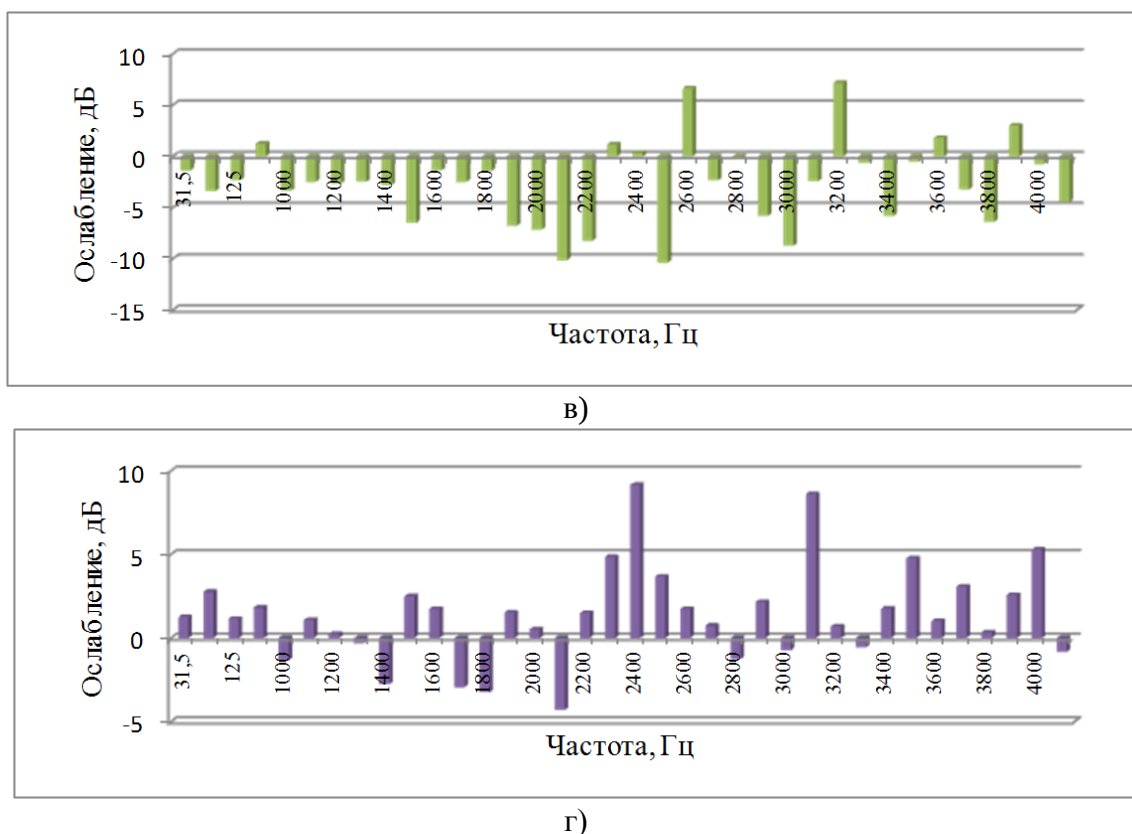
Рис. 4. Гистограммы ослабления отражённого сигнала при заданных величинах зазоров



а)



б)



5) дальнейшие исследования следует направить в сторону более подробного изучения взаимосвязи сочетания различных значений зазоров и глубин резонатора и замкнутой камеры с точки зрения поиска оптимального их сочетания, обеспечивающего реальное снижение уровня шума как в зоне перед АЭ, так и в зоне акустической тени.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ №14-08-00186.

Список литературы

1. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2011 году» / Министерство природных ресурсов и экологии Российской Федерации. – Режим доступа: - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175>. [State report "On the Condition and the Environmental Protection of the Russian Federation in 2011" / The Ministry of Natural Resources and Ecology of the Russian Federation. -Access mode: - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175>.]
2. Иванов Н.И. Концепция снижения шума в РФ / Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 18-20 марта 2015 г., СПб // Под ред. Н.И. Иванова. –СПб.: 2015. -С.14-26. [Ivanov N.I. The concept of reducing noise in the RF / Protection from increased noise and vibration: Proceedings of the All-Russian scientific-practical conference with international participation, 18-20 March 2015, St. Petersburg // Ed. N.I. Ivanov. SPb.: 2015. -P.14-26.].
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник /Н.И. Иванов. -3-е изд., перераб. и доп. – М.: Логос, 2015.- 432с. [Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: the textbook / N.I. Ivanov. -3d-ed., Rev. and add. -M.: Logos, 2015. -432 p.].
4. Шубин И.Л. Акустический расчёт и проектирование конструкций шумозащитных экранов: автореферат дис. ... д-ра тех. наук. –М.: 2011. [Shubin I.L. Acoustic calculation and design of noise protection screen structures: abstract dis. ... doc. of technical sciences. -M.: 2011.].
5. Акустика: Справочник / А.П. Ефимов, А.В. Никонов, М.А. Сапожков, В.И. Шоров; Под ред. М.А. Сапожкова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Радио и связь, 1989. — 336 с. [Acoustics: Directory / A.P. Efimov, A.V. Nikonov, M.A. Sapozhkov, V.I. Shorov; Ed. M.A. Sapozhkov. - 2nd ed., Rev. and add. -M.: Radio and Communications, 1989. -336 p.].
6. Булкин В.В., Беляев В.Е., Сергеев В.Н. Конструкторские расчёты элементов РЭС в условиях механических и акустических воздействий. – Муром: Изд.-полиграфический центр МИ ВлГУ, 2004. – 131 с. [Bulkin V.V., Belyaev V.E., Sergeev V.N. Design elements calculations under mechanical and acoustic effects. -Murom: Printing center MI Vladimir State University, 2004. -131p.].
7. Калининко М.В., Кириллов И.Н., Булкин В.В. Анализ возможности применения звукоотражающих экранов на основе резонаторов Гельмгольца // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 18-20 марта 2015 г., СПб. / Под ред. Н.И. Иванова. –СПб.: 2015. -С.280-282. [Kalinichenko M.V., Kirillov I.N., Bulkin V.V. Analysis of the possibility of applying sound reflecting screens based on the basis of Helmholtz resonators // Protection from increased noise and vibration: Proceedings of the All-

Russian scientific-practical conference with international participation, 18-20 March 2015, St. Petersburg. / Ed. N.I. Ivanov. -SPb.: 2015. -P.280-282.].

8. Булкин В.В., Калиниченко М.В., Штыков Е.А., Фильков Д.Е. К вопросу об использовании шумопоглощающих средств на техногенных пространствах / Вестник Тамбовского государственного университета, т.19, вып.5, 2014. –С.1388-1392. [Bulkin V.V., Kalinichenko M.V., Shtykov E.A., Filkov D.E. To a question about the use of sound-absorbing means in technological spaces / Bulletin of Tambov State University, v.19, issue 5, 2014. -P.1388-1392.].



Интервью с директором НПК СЕВМОРГЕОСТРОЙ Ю.В. Смирновым на тему неразрушающего контроля качества изготовления буронабивных свай

Методы контроля качества изготовления буронабивных свай подразделяются на два основных направления: требующие частичного разрушения бетона в стволах свай, и, так называемые, неразрушающие методы, применение которых не связано с нарушением целостности конструкций.

О том, как это выглядит на практике, мы попросили рассказать директора НПК СЕВМОРГЕОСТРОЙ Юрия Смирнова.

— Юрий Владимирович, что собой представляют неразрушающие методы контроля?

— К ним относят ультразвуковой каротаж, гамма-каротаж и динамический метод. Все они широко представлены за рубежом в развитых странах, где применяются с 70-х годов прошлого века. С помощью ультразвукового каротажа осуществляют контроль однородности бетона в сваях, мостовых устоях и прочих сооружениях. Для этого в сваю заранее на всю ее длину закладываются металлические или пластмассовые трубки для размещения в них ультразвукового преобразователя. С их помощью контролируют сплошность бетона, заключенного между трубками.

Если на пути прохождения волн встречаются какие-либо дефекты, это уменьшает скорость прохождения ультразвукового импульса, амплитуду и изменяет форму принимаемого сигнала. О дефектах внутри конструкции можно судить, когда время прохождения сигнала является значительно большим, чем время его прохождения на остальных участках. Или когда, скажем, сигнал не обнаружен принимающим датчиком. То есть метод основан на фиксировании времени прохождения ультразвукового сигнала через среду от передатчика до приемника. В зависимости от физических свойств материала происходит затухание амплитуды ультразвуковой волны.

Трактовка результатов основывается на сопоставлении обнаруженных аномалий с теми, которые были зарегистрированы в изготовленных опытных сваях, имевших известные типичные дефекты.

Неоспоримое преимущество заключается в отсутствии необходимости изготовления дополнительных образцов для испытаний. Качество реальной бетонной конструкции

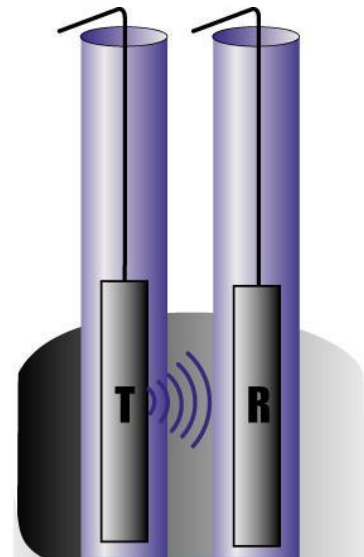


Рис. 1. Размещение ультразвуковых преобразователей в теле сваи для контроля сплошности бетона

возможно оценить непосредственно на строительной площадке.

По такой же методике осуществляется и гамма-каротаж, только вместо ультразвукового генератора применяются радиоизотопы.

Динамический контроль производится с помощью механического молота. Его конструкция обеспечивает сброс ударной части с фиксированной высоты. Молот имеет автоматический захват для остановки ударной части после ее подскока в мертвой точке, что дает возможность исключить передачу энергии испытываемой конструкции от повторного удара.



Рис. 2. Подготовка к проведению неразрушающего контроля

Все эти методы позволяют, например, выявить нарушения технологии выполнения работ, несоблюдение ГОСТов и СНИПов, или же установить упрощения утвержденных проектных решений, несогласованные изменения.

— *Есть ли какие-то специфические особенности этих методов?*

— При проведении контроля прочности бетона с помощью неразрушающих методов надлежит учитывать то обстоятельство, что все эти методы являются косвенными. Все неразрушающие методы имеют определенные погрешности, которые нужно, безусловно, учитывать при оценке прочности бетона. Поэтому ни один из приборов неразрушающего контроля нельзя использовать, не построив градуировочной зависимости для каждого конкретного бетона. Однако подавляющее большинство российских и зарубежных производителей приборов градуирует свою продукцию в единицах прочности. Между тем такая градуировка может быть построена только для каких-то вполне определенных условий и не является универсальной.

— *Насколько распространены методы неразрушающего контроля прочности бетона в нашей стране?*

— Это направление у нас пока развито слабо. Оно делает лишь первые шаги. Но мы смотрим в будущее с оптимизмом. И для этого есть причины. Есть острая необходимость технической экспертизы зданий и сооружений, находящихся в эксплуатации на протяжении длительного времени.



Рис. 3. Методика контроля позволяет выявлять нарушения технологии выполнения работ

Кроме того, в России существует большое количество недостроенных объектов и для того чтобы возобновить их строительство, следует провести предварительную оценку их прочностных характеристик. Растет и количество объектов, возводимых с помощью технологии монолитного домостроения. При их строительстве специалистам постоянно приходится оперативно определять распалубочную прочность бетона. На заводах железобетонных изделий в связи с возрастанием количества и объемов заказов возникла необходимость быстрого определения прочностных характеристик изготавливаемых конструкций.

Все эти задачи можно и нужно решать с помощью методов неразрушающего контроля.

*Подготовил Сергей Васильев, обозреватель строительного комплекса
Санкт-Петербурга и Ленинградской области
E-mail:sergo7205@gmail.com*

О возможности применения акустических экранов, выполненных на основе резонаторов Гельмгольца, для снижения шума

Калиниченко М.В.*

Старший преподаватель кафедры «Техносферная безопасность», Муромский институт (филиал) Владимирского государственного университета, г. Муром, Владимирской области, ул. Орловская д. 23, РФ

Аннотация

Показана актуальность проблемы борьбы с шумом на урбанизированных пространствах. Рассмотрены средства защиты от шума на пути его распространения от источника до защищаемого объекта, самыми распространенными из которых являются акустические экраны и резонаторы Гельмгольца. Рассмотрена возможность применения акустических конструкций выполненных на основе резонаторов Гельмгольца. Описана экспериментальная модель акустического экрана, а именно акустический экран, выполненный в виде резонатора с различной шириной зазора щелевых отверстий. Проанализированы результаты полученных экспериментальных данных, как по уровню отражённого звукового сигнала, так и по уровню поглощенного звукового сигнала. В ходе эксперимента учитывались резонирующие способности самих акустических конструкций. Сделаны выводы о проделанной работе.

Ключевые слова: акустическое загрязнение, акустические экраны, шумозащита, резонатор Гельмгольца.

About the possibility of using acoustic screens, made on the basis of Helmholtz resonators, to reduce noise

Kalinichenko M.V.*

Senior Lecturer of the Department "Technosphere safety", Murom Institute of Vladimir state University, Orlovskaya, str., 23, Murom, 602264, Russia

Abstract

The article considers the urgency of the problem of noise control in urban areas, the means of protection against noise on its propagation path from the source to the protected object, the most common of which are acoustic screens and Helmholtz resonators. The possibility of using acoustic constructions made on the basis of Helmholtz resonators is tackled upon in this paper. The results of the experimental data, both in terms of a reflected sound, and the level of absorbed sound are analyzed. During the experimental procedure resonating acoustic abilities of acoustic constructions were taken into consideration. The conclusions of the work were made.

Key words: acoustic pollution, acoustic screens, sound insulation, Helmholtz resonator.

Введение

Урбанизированные пространства (города) занимают всего несколько процентов территории мировой суши, но в них живёт более половины населения мира. Расширение урбанизированного пространства порождает множество экологических проблем, среди которых снижение уровня здоровья населения из-за воздействия внешних факторов.

Длительное время города формировались без научной и планировочной оптимизации производственных, селитебных, рекреационных и буферных территорий. Это привело к слиянию или взаимному проникновению этих зон и усугубило экологическую ситуацию городов, особенно крупных.

*E-mail:marinakali@mail.ru

Одним из важнейших факторов, формирующих здоровье населения города, является шум. Неблагоприятные акустические условия могут приводить к патологии сердечно-сосудистой и нервной систем у наиболее восприимчивых слоёв населения. Исследованиями последних лет установлено, что под влиянием шума наступают изменения в органах зрения человека (снижается устойчивость ясного видения и острота зрения, изменяется чувствительность к различным цветам и др.) и вестибулярном аппарате, нарушаются функции желудочно-кишечного тракта, повышается внутричерепное давление, происходят нарушения в обменных процессах организма и т. п.

По данным официальных органов в РФ более 35 млн. человек проживает в условиях акустического дискомфорта. Из Государственного Доклада “О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2011 году” следует, что в населённых пунктах, через которые проходят автомагистрали федерального и регионального значения, в дневное время уровень шума превышает допустимые значения на 25 дБА [1]. Такие автомагистрали в основном относятся к классам шумности: от I – малозумные (от 55 дБА до 60 дБА) до V – сверхшумные (от 75 дБА до 80 дБА) [2].

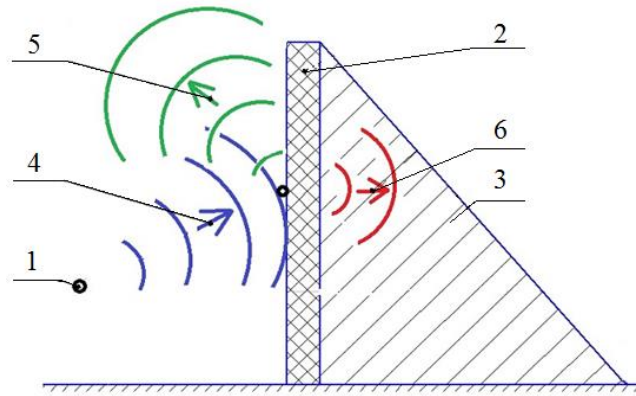
Повышенный шум наряду с загрязнением воздуха и почвы входит в «тройку» экологических факторов окружающей среды, массово влияющих на заболеваемость населения. Поэтому акустическое благоустройство урбанизированных территорий, создание оптимальных акустических условий является важной задачей современного планирования территорий.

Целью статьи является исследование возможности повышения эффективности шумозащитных устройств при решении задачи снижения уровня акустического шума в городской среде.

1. Средства защиты от шума

Одним из наиболее распространённых средств защиты от шума на пути его распространения от источника до защищаемого объекта является акустический экран (АЭ) [3]. Акустические экраны различных конструкций применяются в нашей стране и за рубежом. Проблеме снижения шума акустическими экранами посвящены работы отечественных ученых: В.А. Аистова, В.П. Гусева, Б.Г. Пруткова, Н.И. Иванова, Г.Л. Осипова, П.И. Пospelова, И.Л. Шубина, Н.Н. Мининой, Н.В. Тюриной и др.

Работа акустического экрана основана на нескольких принципах, главными из которых являются отражение и поглощение падающей звуковой волны (рис. 1). Эффект защиты достигается в области звуковой тени (за акустическим экраном) [4].



1 – источник звука; 2 – акустический экран; 3 – область звуковой тени; 4 – падающая звуковая волна; 5 – отражённая звуковая волна; 6 – прошедшая звуковая волна.

Рис. 1. Принцип работы отражающего акустического экрана

Выполненные исследования [4 и др.] показали, что АЭ обладают эффективностью от 3 до 22 дБА, зависящей от геометрических параметров, от материала, применяемого для выполнения АЭ, от места расположения и других факторов. Разработаны нормативные документы, содержащие рекомендации по проектированию шумозащиты территорий прилегающих к автомобильным и железнодорожным дорогам с помощью АЭ [5].

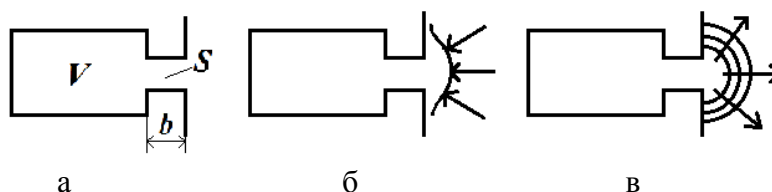
У АЭ можно выделить некоторые недостатки:

- 1) создают ощущение ограниченности пространства для водителей;
- 2) уменьшают освещённость и приводят к ограничению обзора, искажению цвета и изображения;
- 3) ограничивают шаговую доступность ограждённого участка трассы (в случае необходимости немедленной помощи или если нужно оперативно покинуть участок трассы);
- 4) дороговизна материалов – в среднем от 3 до 10 тысяч рублей за квадратный метр без учёта работ по установке, причём для эффективной защиты от шума рекомендуется высота не менее четырёх метров с запасом по длине.

5) при установке отражающих панелей сила звука практически не снижает своей силы, а лишь меняет направление, что создает направленный поток под углом к линии вертикали, который оглушает жителей верхних этажей, пролетающих птиц и создает повышенную вибрацию воздуха над дорогой.

Еще одним распространённым средством защиты является применение акустических резонаторов. Применение пассивных резонаторов, созданных на основе резонатора Гельмгольца для шумопоглощения и шуморассеивания, описывается в работах Л.К. Гороховой, К.А. Вележавиной, Б.М. Ефимцова, Л.А. Лазарева, Д.А. Елина и др.

Конструкция воздушного резонатора состоит из двух частей – передней и задней. В передней части находится горловина, характеризующаяся параметрами длины/глубины (b) и площади поперечного сечения (S). Задняя часть представляет собой объём (V) (рис. 2,а).



а - конструкция; б - деформация фронта падающей волны; в - отдача накопленной энергии в окружающее пространство (образование стоячей волны).

Рис. 2. Принцип действия акустического резонатора

Принцип действия резонатора основан на образовании стоячей акустической волны различной фазы (рис. 2,б и 2,в). При попадании фронтальной звуковой волны на переднюю часть резонатора, скорость потока частиц в горловине имеет наибольшую скорость, а значит, обладает кинетической энергией. Задняя часть выполнена замкнутой и имеет объём (V), что при сжатии обеспечивает накопление потенциальной энергии. В резонаторах возникают колебания даже от сравнительно слабых звуковых волн, падающих на них. Резонаторы, в зависимости от фазы образующейся в конструкции стоячей волны, могут как усиливать, так и ослаблять звуковой сигнал [6].

Собственная частота (Гц) резонатора рассчитывается по формуле:

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V \cdot l}}, \quad (1)$$

где f – собственная частота резонатора, Гц;

C – скорость движения звука в среде, м/с;

S – площадь устья горловины резонатора, м²;

V – объём резонатора, м³;

l – длина горловины резонатора, м.

В случае если вместо ряда круглых отверстий применяются щелевые – формула (1) имеет вид:

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{b}{L \cdot h \cdot l}}, \quad (2)$$

где l – глубина зазора резонатора, м;

b – ширина зазора, м;

L – расстояние между зазорами, м;

h – глубина резонатора, м.

Основным преимуществом резонаторов по сравнению с другими альтернативными пассивными средствами борьбы с шумом является их малый волновой размер. В свободном пространстве максимальные характерные сечения поглощения и рассеяния резонаторов зависят только от одного параметра – длины звуковой волны [7].

2. Разработка экспериментальных моделей акустических экранов на основе резонатора Гельмгольца

Для оценки характеристик АЭ в исследованиях был применён акустический стенд, состоящий из акустической камеры, генератора звуковых частот и шумомера. Акустическая камера представляет собой конструкцию прямоугольной формы,

собранную из листов ДСП, обшитую изнутри несколькими слоями звукопоглощающего материала.

В работе в качестве средства защиты от шума предложена конструкция, выполненная в виде акустического экрана, совмещённого с резонатором Гельмгольца [8]. Передняя панель перфорирована вертикальными щелевыми зазорами, образующими горловины резонаторов. Экран может быть изготовлен из различных листовых материалов. Для обеспечения максимального эффекта АЭ эти материалы должны обладать способностью к максимальному демпфированию воздухом, т.е. обладать свойством звукоподавления [9].

Анализ взаимозависимостей основных характеристик АЭ показывает, что изменение собственной частоты резонатора, при неизменных l и L , в существенной степени, как это и следует из (2), определяется соотношением величин зазора b и глубины резонатора h . На рис. 3 представлены результаты моделирования зависимости частоты f от указанных параметров при их изменении в диапазонах: $b=0,1\ldots 1$ мм, $h=2\ldots 80$ мм. Очевидно, что в большей степени на изменение частоты влияют вариации глубины резонатора.

При проектировании опытной модели именно этому показателю отводилось особое значение. Из-за ограничения габаритов акустической камеры максимальная глубина резонатора могла составлять не более 100 мм. Но в силу того, что данная акустическая система является системой с распределёнными параметрами, приведённое соотношение (2) справедливо только в тех случаях, когда глубина резонатора меньше четверти длины волны звука, а размеры горловины – меньше двух длин волны [7]. На стандартной частоте 1000 Гц четверть волны составляет 75 мм. А это удовлетворяет условию использования созданного акустического стенда.

Исходя из выше изложенного, была создана опытная модель АЭ-резонатора (рис. 4). Лицевая часть образована стальным листом, в котором выполнены вертикальные щелевые прорезы, расположенные на регулярном расстоянии ($L=40$ мм) друг от друга. Функции горловины ($l=15$ мм) выполняют профильные элементы уголкового формы, установленные в щелевые отверстия с возможностью регулировки положения относительно горизонтальной плоскости передней панели и фиксации этого положения. Такое решение обеспечивает возможность регулирования ширины щели зазора ($b=0\ldots 1,5$ мм) без разбора конструкции экрана.

Задняя часть представляет собой прямоугольную герметичную камеру с глубиной $h=75$ мм. Основа корпуса – из деревянных брусков, задняя стенка – из стального листа.

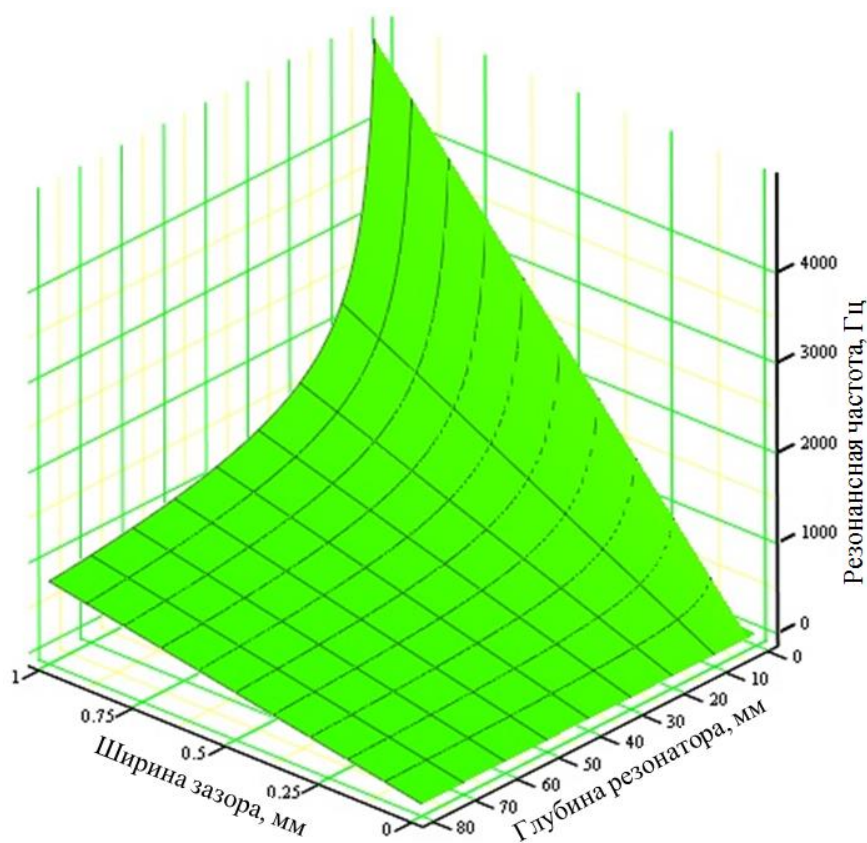


Рис. 3. Зависимость между шириной зазора, глубиной резонатора и собственной частотой резонатора

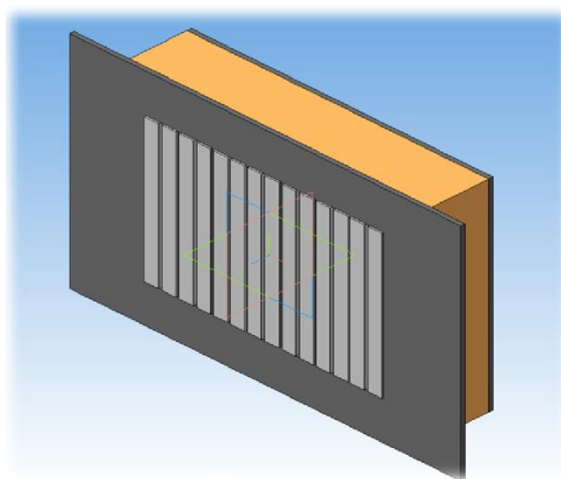
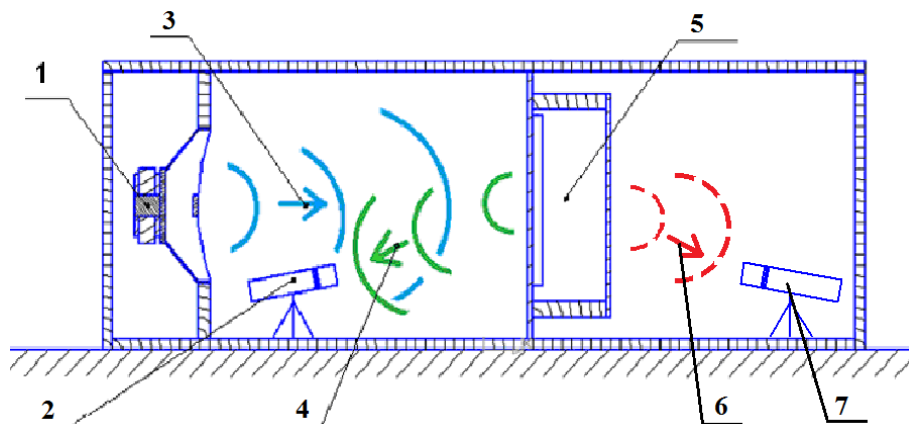


Рис. 4. Модель АЭ, выполненная на основе резонатора Гельмгольца

3. Методика проведения экспериментальных исследований

АЭ-резонатор устанавливался в камеру в средней её части в двух положениях: прямо, горловинами в сторону источника акустического сигнала, и обратном, обращённом к источнику тыловой частью (рис. 5). Измерения проводились на стандартных среднегеометрических частотах 31,5; 63; 125; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц. Поскольку наибольший интерес с точки зрения защиты слухового аппарата

человека представляет диапазон от 1000 Гц до 4000 Гц, в этом диапазоне измерения проводились с шагом в 100 Гц. Для простоты эксперимента исследовалась реакция АЭ на сигнал при четырёх фиксированных значениях зазоров – 0,25; 0,5; 0,75 и 1,0 мм. В каждом случае проводился ряд измерений и определялось среднестатистическое значение.



- 1 – источник звукового сигнала; 2 – микрофон шумомера при контроле отражённой волны; 3 – падающий звуковой сигнал; 4 – отражённый звуковой сигнал;
5 – АЭ-резонатор; 6 – прошедшая звуковая волна; 7 – микрофон шумомера при контроле прошедшей звуковой волны

Рис. 5. Схема проведения эксперимента

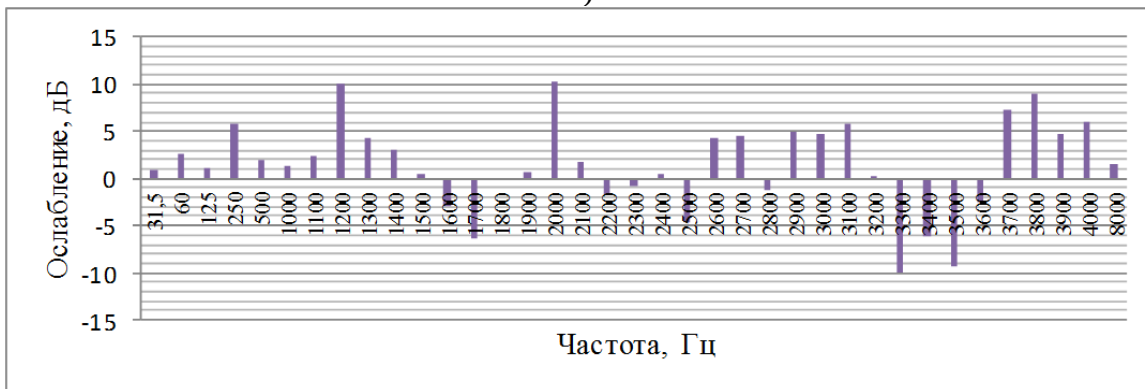
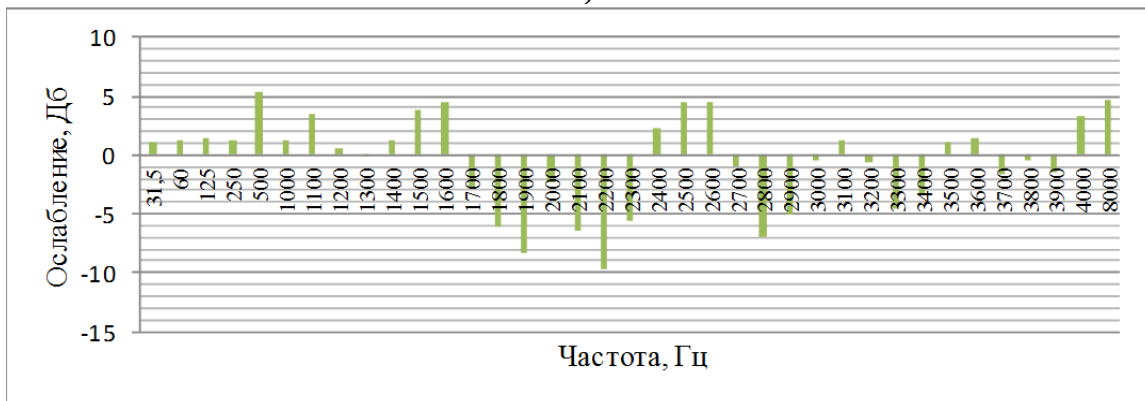
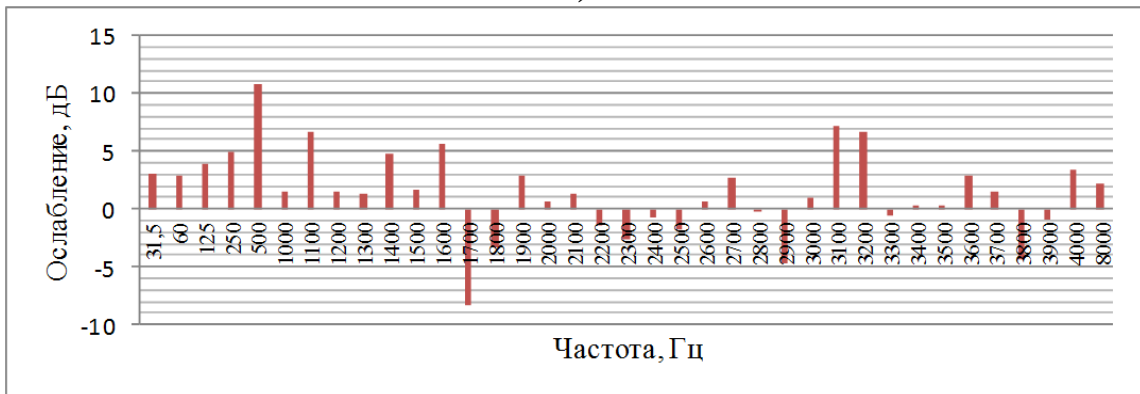
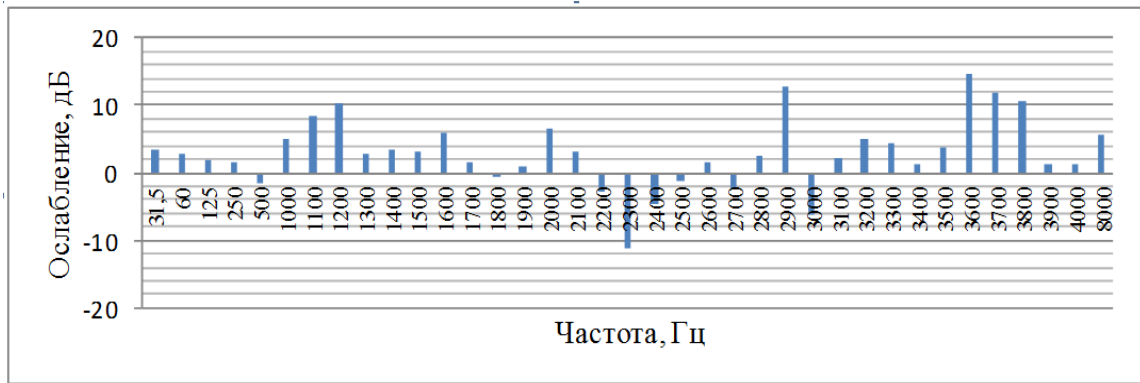
Оценка степени ослабления акустического сигнала осуществлялась для случая отражения падающей на переднюю панель АЭ звуковой волны и для случая прохождения этого сигнала через плоскость экрана в зону тени. Количественные оценки величины ослабления сигнала в прямом положении АЭ получены в сопоставлении уровней со случаем экрана в виде глухой стальной стенки (экран установлен в обратном положении). Оценки для случая прохождения сигнала в зону тени получены аналогично – как разность уровней при разных вариантах положения АЭ.

4. Практические измерения и выводы

Оценки изменения уровней сигнала показаны на рис. 6 и 7.

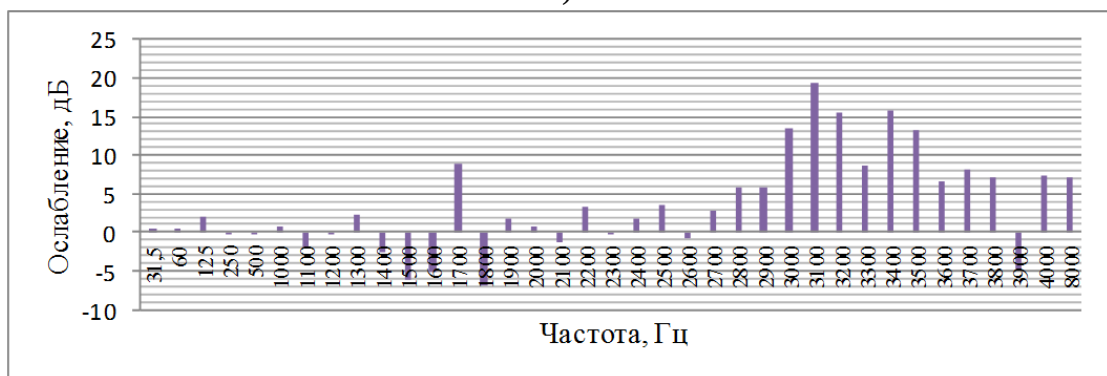
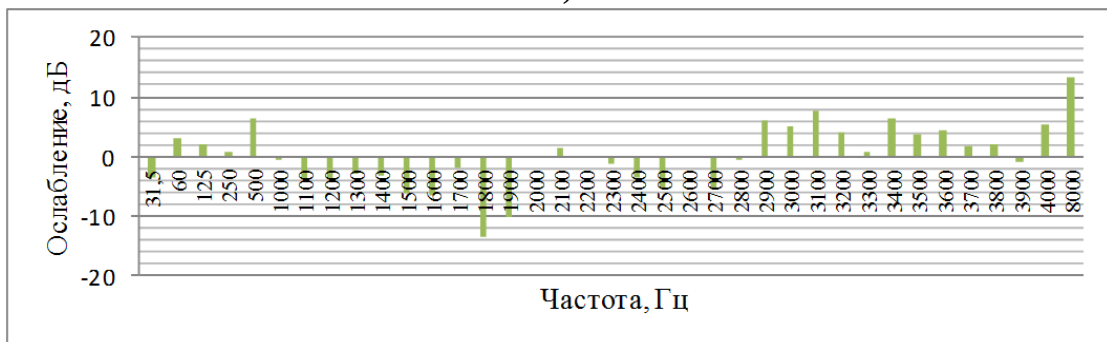
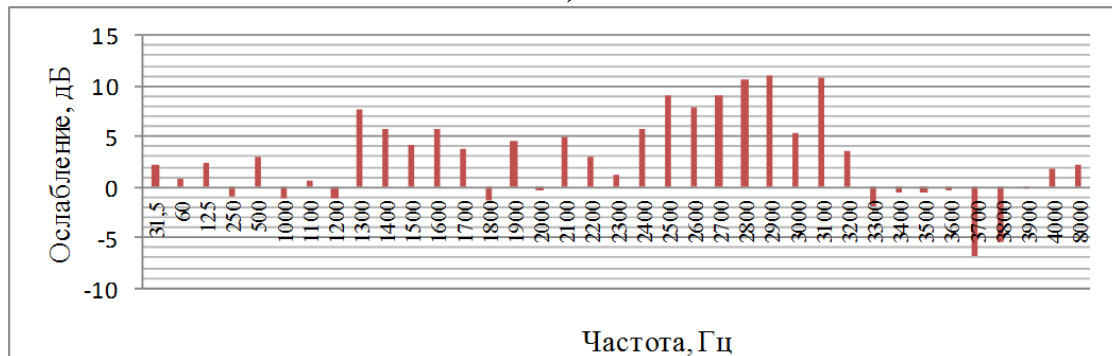
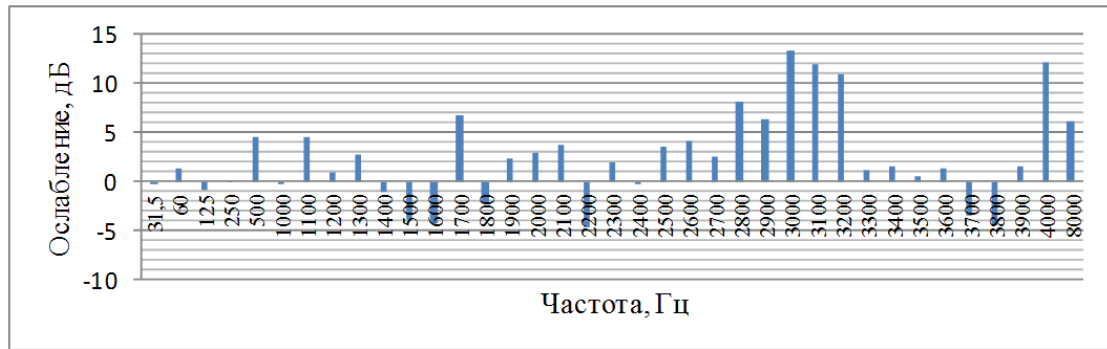
На рис. 7 показаны изменения уровней отражённого от АЭ сигнала в случае прямого его расположения. Фактически речь идёт об ослаблении уровня шума в зоне, непосредственно примыкающей к экрану. Оценки даны для четырёх величин зазоров.

Положительное значение по шкале ординат означает снижение уровня звукового сигнала при использовании АЭ с резонаторами в сопоставлении с экраном в виде глухой стенки. Соответственно, отрицательное значение указывает на наличие увеличения уровня, т.е. на резонанс на данной частоте.



а) $b=0,25$ мм; б) $b=0,5$ мм; в) $b=0,75$ мм; г) $b=1,0$ мм

Рис. 6. Гистограммы ослабления отражённого сигнала при заданных величинах зазоров



а) $b=0,25$ мм; б) $b=0,5$ мм; в) $b=0,75$ мм; г) $b=1,0$ мм

Рис. 7. Гистограммы ослабления прошедшего звукового сигнала при заданных величинах зазоров

На представленных гистограммах видно, что при имеющихся конструктивных особенностях конкретной модели экрана имеет место, как ослабление, так и усиление

отражённого сигнала. Так при величине зазоров 0,25 мм (рис. 6,а) и 0,5 мм (рис. 6,б) в целом можно говорить о положительном эффекте с точки зрения ослабления уровня акустических сигналов. Имеются некоторые резонансные явления на отдельных частотах, включая «всплески» до уровня 5-10 дБ. При величине зазора 1 мм (рис. 6,г) резонансные явления более выражены. И очевидное доминирование резонансных явлений имеет место при величине зазора 0,75 мм (рис. 6,в).

Изменения уровней прошедшего сигнала (в зоне акустической тени) показаны на рис. 7. На представленных гистограммах видно, что, как и в первом случае, имеет место, как ослабление, так и усиление прошедшего сигнала. При этом в целом следует говорить о доминировании положительного результата (ослаблении сигнала) (рис. 7,а,б,г) с отдельными резонансными проявлениями. Исключение, как и в первом случае, составляет вариант с зазором 0,75 мм (рис. 7,в), где резонансные явления проявляются в половине случаев.

Заключение

На данном этапе работы можно сформулировать следующие выводы:

- 1) как показывают лабораторные эксперименты, применение акустических экранов на основе резонаторов Гельмгольца в целом обеспечивает получение положительного результата – ослабление уровня акустического шума – причём такой эффект наблюдается и в зоне перед экраном, и за экраном, в зоне акустической тени;
- 2) наличие резонансных явлений требует предварительного анализа спектрального состава доминирующего акустического шума на конкретной территории городской среды с целью «подбора» конструктивных параметров экрана, обеспечивающих как минимум – отсутствие такого резонанса на значимых частотах диапазона;
- 3) дальнейшие исследования следует направить в сторону сочетания различных зазоров, что, как представляется, должно обеспечить взаимную компенсацию возможных резонансных явлений.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ №14-08-00186.

Список литературы

1. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2011 году» / Министерство природных ресурсов и экологии Российской Федерации. – Режим доступа: - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175> [State report "On the Condition and the Environmental Protection of the Russian Federation in 2011" / The Ministry of Natural Resources and Ecology of the Russian Federation. -Access mode: - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/detail.php?ID=130175>.].
2. Иванов Н.И. Концепция снижения шума в РФ / Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 18-20 марта 2015 г., СПб // Под ред. Н.И. Иванова. –СПб.: 2015. -С.14-26. [Ivanov N.I. The concept of reducing noise in the RF / Protection from increased noise and vibration: Proceedings of the All-Russian scientific-practical conference with international participation, 18-20 March 2015, St. Petersburg // Ed. N.I. Ivanov. SPb.: 2015. -P.14-26.].

3. Шубин И.Л. Акустический расчёт и проектирование конструкций шумозащитных экранов: автореферат дис. ... д-ра тех. наук. –М.: 2011. [Shubin I.L. Acoustic calculation and design of noise protection screen structures: abstract dis. ... doc. of technical sciences. -M.: 2011.].

4. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. -3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2015.- 432с. [Ivanov N.I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: the textbook / N.I. Ivanov. -3d-ed., Rev. and add. -M.: Logos, 2015. -432 p.].

5. ОДМ 218.2.013-2011. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. –М.: Росавтодор, 2011. -123 с. [ODM 218.2.013-2011. Industry road guidance document. Guidelines for protection from traffic noise of areas adjacent to the motorways. -M.: Rosavtodor, 2011. -123 p.].

6. Канев Н.Г. Пассивные и активные резонаторы для локальных систем гашения звука: дис. ... к-та физ.-мат. наук. –М.: 2006. [Kanev N.G. Passive and active resonators for local systems of sound damping: dis. ... dc. of physics and mathematical sciences. -M.: 2006.].

7. Булкин В.В., Беляев В.Е., Сергеев В.Н. Конструкторские расчёты элементов РЭС в условиях механических и акустических воздействий. – Муром: Изд.-полиграфический центр МИ ВлГУ, 2004. – 131 с. [Bulkin V.V., Belyaev V.E., Sergeev V.N. Design elements calculations under mechanical and acoustic effects. -Murom: Printing center MI Vladimir State University, 2004. -131p.].

8. Патент ПМ РФ, № 139581, E01F8/00. Шумопонижающий экран / Булкин В.В., Калиниченко М.В., Фильков Д.Е., Штыков Е.А. Опубл: 20.04.2014. [Patent PM (utility patent) RU, № 139581, E01F8/00. Silencing screen / Bulkin V.V., Kalinichenko M.V., Filkov D.E., Shtykov E.A. Published: 20.04.2014.].

9. Мурзинов П.В. Разработка звукоподавляющих облегченных структурированных панелей с заданными акустическими характеристиками: дис. ... к-та тех. наук. –Воронеж: 2011. [электронный ресурс] – Режим доступа: – URL: <http://www.dissercat.com/content/razrabotka-zvukopodavlyayushchikh-oblegchennykh-strukturirovannykh-panelei-s-zadannymi-akust#ixzz3cybCvBkt> (дата обращения 12.06.2015). [Murzinov P.V. Development of sound suppressing lightweight structured panels with predetermined acoustic characteristics: dis. ... doc. of technical sciences: -Voronezh: 2011 [electronic resource] - Access mode: – URL: <http://www.dissercat.com/content/razrabotka-zvukopodavlyayushchikh-oblegchennykh-strukturirovannykh-panelei-s-zadannymi-akust#ixzz3cybCvBkt> (application date 12.06.2015).].

Устройство для защиты от вибрации

Корчагин А.Б.*

Доцент, Омский государственный технический университет,
г. Омск, проспект Мира, 11, РФ

Аннотация

Проблема создания устройства вибрационной защиты заключается в обеспечении качества как упругих, так и демпфирующих свойств подвески. Решение состоит в проектировании упругих и демпфирующих элементов подвески с сопоставимыми мощностями. Целью данной статьи является обоснование применения в одном устройстве упругих и демпфирующих элементов с равноценными возможностями. Использование в подвеске пассивного упругого элемента совместно с управляемым демпфером может приводить к снижению эффективности последнего и наоборот. Диссипативные свойства пневматических упругодемпфирующих элементов хуже таковых у гидравлических демпферов. Технические возможности управляемых упругих и демпфирующих элементов могут удовлетворять требованиям взаимного соответствия. Статья состоит из следующих разделов: введения, теоретических основ, описания пневматического и магнитореологического демпфирования, аналитического представления динамики системы и заключения.

Ключевые слова: вибрационная защита, пневматическая пружина, магнитореологический демпфер.

The device for protection against vibration

Korchagin A.B.

Assistant Professor, Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Abstract

The problem of creating a device vibration protection is to ensure the quality of both elastic and damping properties of the suspension. The solution is to design the elastic and damping of the suspension with comparable capacities. The purpose of this article is to study the use of a single device elastic and damping elements with equivalent capabilities. Using the suspension passive elastic member together with the controlled damper can lead to reduced effectiveness of the latter and vice versa. Dissipative properties of pneumatic elastic-damping elements are worse those of hydraulic dampers. Technical possibilities of elastic and damping controlled elements may satisfy the mutual correspondence requirements. The article includes the following sections: introduction, theoretical foundations, describing pneumatic and magnetorheological damping analytical representation of the system dynamics and conclusions.

Key words: vibration protection, air spring, magnetorheological damper.

Введение

Неизменной проблемой при создании системы вибрационной защиты является обеспечение одинакового качества как упругих, так и демпфирующих свойств подвески. При этом очевидно, что определение параметров системы подвески осуществляется в соответствии с предъявляемыми к данной системе требованиями, поэтому свобода выбора зависит, в первую очередь, от области применения системы защиты, а именно транспорта, сейсмической защиты, гражданского и промышленного строительства, строительства и эксплуатации мостов и т. д.

В процессе развития подвески ее основные элементы существенно изменились. Во многих случаях металлические упругие элементы (тяжелые и шумные листовые

*E-mail: omankor@mail.ru

рессоры и скрипящие пружины) заменяются упругими элементами на основе резинокордных оболочек, опыт применения которых относится еще к первой половине 19 века, и только отсутствие материалов каркаса с необходимыми техническими характеристиками явилось причиной задержки широкого использования пневматических упругих элементов.

Практикой подтверждено, что пневматические упругие элементы, называемые также пневматическими рессорами или пневматическими пружинами (далее ПП) легче и долговечнее металлических аналогов, что они, впрочем, как и гидравлические амортизаторы, обладают одновременно упругими свойствами и свойствами рассеивания (диссипации) энергии [1]. В настоящее время разработаны пневматические подвески на основе резинокордных оболочек (РКО) с управляемыми упругодемпфирующими характеристиками.

Интенсивное развитие одновременно происходило в области создания демпфирующих элементов систем вибрационной защиты. В конце шестидесятых годов прошлого века было предложено принять к сведению, что «...на современном уровне развития техники наиболее легкими и компактными при одинаковой мощности могут быть только гидравлические амортизаторы, которые обладают также доступностью регулировки и стабильностью характеристик в широком диапазоне частот колебаний (до 20 Гц)...» [2]. Внимание исследователей обращается также на расширение применения устройств, регулирующих характеристики как упругих, так и рассеивающих энергию устройств в соответствии с изменением параметров системы вибрационной защиты: «В современных подвесках все шире применяются устройства, регулирующие характеристики упругих элементов и амортизаторов в зависимости от изменяющихся параметров системы. В недалеком будущем, очевидно, регулирующие устройства подвески станут ее неотъемлемым и важнейшим элементом» [2]. Высказывания относились к будущему автомобильной отрасли, однако они по-прежнему актуальны, т. к. имеют общий характер, и в настоящее время воплощены в методиках проектирования систем управления [3, 4] для различных промышленно выпускаемых устройств вибрационной защиты.

Современные полуактивные магнитореологические, электрореологические и другие демпфирующие устройства обеспечили избавление от громоздких и сложных гидросистем в системах подвески [4], в результате созданы «интеллектуальные» подвески, которые обеспечивают не только безопасность, удобство использования, соответствие действий транспортных средств дорожным условиям за счет непрерывного изменения свойств подвески, но и успешно применяются в других областях, ранее упомянутых.

Исходя из оценки состояния технологии вибрационной защиты, наиболее целесообразным в настоящее время представляется совмещение в единой управляемой системе подвески пневматических упругодемпфирующих элементов на основе резинокордных оболочек и магнитореологических демпфирующих устройств.

1. Теоретические основы

Разработчик подвески транспортного средства (ТС) ищет компромиссный выход, решая две задачи. Первая состоит в обеспечении управления относительным движением подрессоренной массы и основания в соответствии с состоянием системы; вторая задача – изоляция движения подрессоренной массы от движения основания. Идеальная подвеска поддерживает подрессоренную массу, сохраняет устойчивость объекта в процессе управления, создает комфортные условия людям, управляет

положением колес и кузова, уменьшает возможность передачи вертикальной силы, т. е. устраняет противоречия между управляемостью и плавностью движения.

В настоящее время пневматическая подвеска используется в различных видах подвесок. Использование ПП в полуактивных подвесках позволяет достичь результатов, недостижимых для металлических пружин. Важными свойствами ПП при использовании в ТС являются [5]:

- обеспечение плавности хода ТС за счет низкой собственной частоты;
- возможность достижения постоянства собственной частоты системы в широком диапазоне значений подрессоренной массы путем регулирования их статической высоты;
- значительно более совершенные виброизоляционные характеристики ПП в области высоких значений диапазона частот возбуждения по сравнению с механическими пружинами, достигаемые вследствие сжимаемости воздуха;
- постоянство высоты ПП для всех условий нагрузки позволяет поддерживать полезный ход подвески неизменным как при сжатии, так и при расширении;
- меньшие вес и размеры воздушных пружин по сравнению с металлическими винтовыми пружинами с сопоставимыми характеристиками.

Для других областей применения ПП перечень преимуществ отличается количеством и формулировками, однако общими во всех случаях являются, по меньшей мере, превосходство виброизоляционных характеристик ПП на более высоких частотах возбуждения по сравнению с механическими пружинами, отношение воспринимаемой нагрузки к собственному весу, а также цена.

В качестве недостатков ПП можно отметить возможные трудности в управлении ТС из-за крена вследствие низкой собственной частоты ПП, наиболее приемлемой для виброизоляции, причем ослабление проблемы за счет стабилизации крена делает подвеску более жесткой, что нежелательно; необходимость большего ухода, чем требуют металлические пружины, и возможность случайного повреждения острыми предметами [5].

2. Пневматическое демпфирование

Принцип пневматического (воздушного) демпфирования заключается в организации потока воздуха через отверстия определенного сечения за счет мгновенного перепада давления, где энергия расходуется на преодоление сопротивления движению потока через дроссели и/или клапанные устройства и сопутствующее вихреобразование [6, 7]. ПП выполняется в виде двух объемов: переменного рабочего и постоянного дополнительного, между которыми периодически создается движение потока воздуха или другого газа через клапанное устройство (рис. 1). В этом случае ПП выполняет функции пневматического амортизатора, совмещая упругие и демпфирующие свойства.

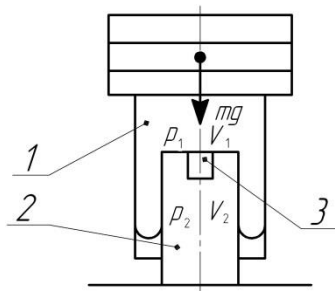


Рис. 1. Пневматический амортизатор

1 – рабочий объем, 2 – дополнительный объем, 3 – клапанное устройство,

p_1 – давление в рабочем объеме, p_2 – давление в дополнительном объеме,
 V_1 – рабочий объем, V_2 – дополнительный объем

Процесс демпфирования происходит в ПП при создании перепада давлений между объемами рабочим и дополнительным как на ходе отбоя, так и на ходе сжатия. Их объемы соединяются кратковременно по окончании ходов сжатия и отбоя посредством клапанного устройства и разъединяются в начале каждого следующего хода. Термодинамические процессы в рабочем объеме при этом происходят непрерывно, а в дополнительном объеме – лишь в течение коротких отрезков времени в начале каждого хода сжатия и отбоя.

Рабочие режимы и диапазон упругодемпфирующих характеристик ПП определяются конструкциями клапанных устройств и их настройкой. Оптимальные режимы работы ПП устанавливаются на основе описания термодинамических процессов, происходящих в объемах ПП. В систему дифференциальных уравнений входят уравнения динамики объекта вибрационной защиты (ОВ) [6].

Принципы активной и полупассивной пневматической подвески сформулированы, а происходящие процессы детально описаны в [8]. Конструкции ПП с упругодемпфирующими характеристиками изменялись и совершенствовались, пройдя путь развития от простых устройств с механическим управлением [9, 10] до ПП с управляемыми клапанными устройствами [6, 7].

3. Магнитореологическое демпфирование

Наиболее соответствующими требованиям функциональной гибкости диссипативными устройствами являются магнитореологические (МР) демпферы. Их достоинства: малое потребление энергии, быстроедействие, измеряемое микросекундами, создание демпфирующих усилий только при наличии относительных перемещений элементов подвески, стабильность свойств рабочей магнитореологической жидкости (МР жидкости), достаточно широкий температурный диапазон и т.д. [3, 4].

Демпфирование в МР демпфере происходит при движении МР жидкости под давлением в процессе преодоления гидравлических сопротивлений в зазорах между поршнем и стенками цилиндра или в отверстиях дросселей поршня. Вязкость МР жидкости изменяется многократно под действием магнитного поля, создаваемого обмотками соленоидов, размещенными в поршне или вокруг цилиндра или отверстий дросселей [3]. Управляемое изменение вязкости МР жидкости позволяет устанавливать необходимые в данных условиях значения мощности демпфера [2] в соответствии с уровнем и характером вибрации.

Одной из основных расчетных схем полупассивных МР демпферов является измененная модель вязкоупругого тела (рис. 2). Алгоритмы полупассивного управления описаны в [3].

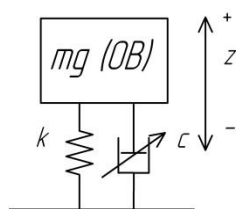


Рис.2. Измененная модель вязкоупругого тела

В исследовании, посвященном управляемым полупассивным подвескам, используемым на судах [11], представлена гистерезисная модель Бука-Вэня, в которой

МР демпфер установлен параллельно с пассивной ПП, обсуждаются преимущества применения упругого и демпфирующего в одном устройстве. Такая объединенная система виброизоляции весит меньше, чем две отдельные системы – упругая и демпфирующая. Достоинством модели является то, что во внимание приняты как упругие, так и демпфирующие свойства ПП (рис. 3).

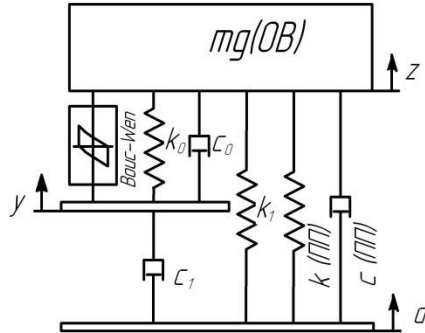


Рис.3. Параллельное соединение магнитоэологического демпфера (МР демпфера) и пассивной пневматической пружины (ПП)
 c (ПП) и k (ПП) – параметры жесткости и демпфирования пассивной ПП,
 c_0, k_0, c_1, k_1 и Вонг-Кенни – параметры МР демпфера,
 d, y и z – смещения основания, МР демпфера и объекта вибрационной защиты.

Авторами [12, 13, 14] используется схема подвески, в которой изменяются характеристики упругих и демпфирующих элементов (рис. 4). Предложенная в [12] гибридная система подвески, содержащая бесступенчатый гидравлический полуактивный демпфер и пружину, жесткость которой регулируется дополнительным приводом, установленным последовательно пружине. Недостатком устройства является использование металлической пружины в качестве основного упругого элемента.

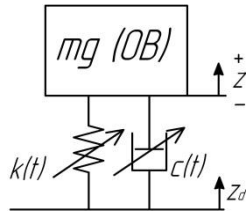


Рис. 4. Схема подвески с изменяемыми характеристиками упругих и демпфирующих элементов, $c(t), k(t)$ – параметры демпфирования и жесткости, d и z – смещения основания и объекта вибрационной защиты

4. Аналитическое представление динамики системы

Так называемая идеальная линейная модель для полуактивной системы вибрационной защиты (рис. 2) представлена в виде [5]:

$$m\ddot{z} + (\beta + c_s)\dot{z} + kz = (\beta + c_s)\dot{d} + kd, \quad (1)$$

где в левой части расположены характеристики системы, в правой части – внешние возмущения, действующие на систему:

- z – абсолютное смещение, м;
- $\dot{z}$ – скорость, м/с;
- $\ddot{z}$ – ускорение массы, м/с²;
- d – смещение основания, м;

$\dot{d}$ – скорость основания, м/с;
 m – поддрессоренная масса, кг;
 c_s – коэффициент демпфирования, кг/с;
 k – жесткость пружины, кг/с².

Коэффициент демпфирования «с» содержит составляющие демпфера и других демпфирующих элементов системы, значения которых малы по сравнению с демпфирующей силой демпфера. Изменение β с течением времени происходит согласно закону управления, воспроизводимому системой управления. При $\beta = 0$ система сохраняет свойство демпфирования.

Линейное уравнение предполагает линейность силы демпфирования, т. е. она является линейной функцией относительной скорости с наклоном, равным коэффициенту демпфирования. Уравнение (1) можно представить в виде:

$$m\ddot{x} + F_d + F_s = 0, \quad (2)$$

где демпфирующая сила определяется как

$$F_d = (\beta + c_s)(\dot{z} - \dot{d}), \quad (3)$$

и усилие пружины определяется как

$$F_s = k(z - d), \quad (4)$$

где $(z - d)$ – относительное смещение, м;

$(\dot{z} - \dot{d})$ – относительная скорость, м/с.

Рассуждая аналогичным образом, усилие пружины с регулируемыми характеристиками можно представить в виде:

$$F_s(p, V) = (\kappa + k_s)(\dot{z} - \dot{d}), \quad (5)$$

где κ – изменяемая составляющая жесткости.

Уравнение (1) можно записать в виде

$$m\ddot{z} + (\beta + c_s)\dot{z} + (\kappa + k)z = (\beta + c_s)\dot{d} + (\kappa + k)d. \quad (6)$$

Вследствие нелинейности действительных сил демпфирования и упругости, такое представление упругой силы усложняет анализ системы. Однако, учитывая преимущества управляемых пневматических пружин и МР демпферов, целесообразно их использовать в одном устройстве. Функции основных упругих и демпфирующих элементов в нем выполняют ПП и МР демпфер, при этом ПП обладает ограниченными демпфирующими свойствами.

На рис. 5 показана схема устройства вибрационной защиты, состоящего из ПП и МР демпфера. Устройство сочетает в себе перечисленные достоинства упругих и демпфирующих элементов, приведенных ранее. Схема ПП аналогична схеме, показанной на рис. 1.

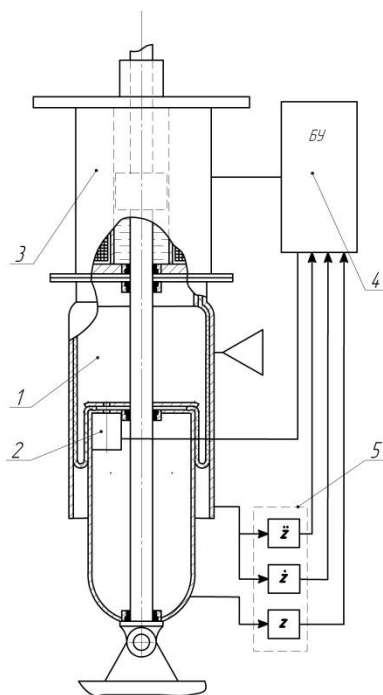


Рис. 5. Устройство вибрационной защиты с ПА и МР демпфером
1 – ПП, 2 – клапанное устройство, 3 – МР демпфер, 4 – блок управления, 5 – датчики перемещения, скорости и ускорения.

Заключение

Результаты выполненной в соответствии с заявленной темой работы показывают, что наиболее целесообразно сочетание в одном полуактивном устройстве управляемых упругих и демпфирующих элементов. Итоги обзора литературных источников свидетельствуют об интересе разработчиков как к общей проблеме создания устройства с идеальными характеристиками, так и к отдельным ее сторонам. Успех решения проблемы зависит от глубокого изучения процессов, происходящих при ослаблении вибрации техническими средствами, а также от достигнутого уровня техники. В настоящей статье не приведена, вследствие незавершенности работы и ограниченности объема статьи, развернутая методика расчета предложенного устройства. В состав методики входят начальные и граничные условия, соответствующие заданной области применения подвески, содержащей данное устройство; система нелинейных дифференциальных уравнений для выражения сил демпфирования и упругости; система линеаризованных дифференциальных уравнений, преобразованная из предыдущей с учетом возможных упрощений и допущений; нелинейные уравнения, записанные в удобном для моделирования системы управления подвеской виде; технология моделирования подвески и т. д. Показано исходное уравнение системы с управляемыми параметрами демпфирования и жесткости, не накладывающее ограничений на многообразие подходов к созданию устройств вибрационной защиты.

Список литературы

1. Равкин Р.А. Пневматическая подвеска автомобиля М.: Машгиз, 1962 - 287 с.
2. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: Машиностроение. 1969. – 236 с.

3. Guglielmino, E. Semi-active Suspension Control / E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers et al. – Springer, Verlag London Limited // 2008. – 294 P. – ISBN 978-1-84800-230-2.
4. Savaresi, S.M. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles / S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal et al. – Elsevier, 2010. – 240 P. – ISBN: 978-0-08-096678-6.
5. Robinson, W. D. A pneumatic semi-active control methodology for vibration control of air spring based suspension systems / Robinson, W. D. Graduate Theses and Dissertations. Paper 12555. Iowa State University, Ames, Iowa. – 2012. – 134 P.
6. Аверьянов, Г.С. Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем. – Омск, Омский гос. тех. ун-т., 1999. – 115 с. – Деп. в ВИНТИ 17.06.99, № 1957 – В99.
7. Калашников, Б.А. Система амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б.А. Калашников. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 344 с.
8. Акопян, Р.А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств. – Львов: Вища школа, 1984. – Ч. 3. – 240 с.
9. А. с. СССР № 261926, М. кл. 63с,41; 47а,16/10. Пневматический упругий элемент / К.А. Гвинерия, Г.Д. Джохадзе. – № 1163498/27; заявл. 12.06. 1967, опубл. 13.01.1970. Бюл. № 5.
10. А. с. СССР № 467844, М. кл. В6Оg 11/26, F 16 f 9/04 . Пневматический упругий элемент подвески транспортного средства / В. А. Поляков, Н.Н. Рахманов, А.В. Рябов – № 1852645/27-11; заявл. 02. 12. 72, опубл. 25. 04.75. Бюл. № 15.
11. Mosher, M. and Tanner, E.T. A Numerical Investigation of Combined Shock and Vibration Isolation Through the Semi-active Control of a Magnetorheological Fluid Damper in Parallel with an Air Spring. – Proceeding of the 71 st SAVIAC Shock Vibration Symposium, Arlington, Virginia, November 6 - 9, 2000. – 14 P.
12. Koch, G. Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system / G. Koch, S. Spirk, E. Pellegrini, N. Pletschen and B. Lohmann. In Proceeding of the 2011 American Control Conference on O'Farrell Street, San Francisco, CA, USA, June 29 – July 01, 2011. – P. 4580 - 4586.
13. Litak, G. Chaotic vibration of a quarter-car model excited by the road surface profile / G. Litak, M. Borowiec, M. I. Friswell, K. Szabelski. – Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. 13 (2008). P. 1373 – 1383.
14. Verros, G. Design Optimization of Quarter - car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natslavas, C. Papadimitriou / Journal of Vibration and Control. 11, 2005. – P. 581- 606.

References

1. Ravkin RA Air suspension vehicle M .: Mashgiz, 1962 – 287 P.
2. Derbaremdiker AD Hydraulic shock absorbers car. M .: Mechanical engineering. 1969. - 236 P.
3. Guglielmino, E. Semi-active Suspension Control / E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers et al. – Springer, Verlag London Limited // 2008. – 294 P. – ISBN 978-1-84800-230-2.
4. Savaresi, S.M. Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles / S.M. Savaresi, C. Poussot-Vassal et al. – Elsevier, 2010. – 240 P. – ISBN: 978-0-08-096678-6.

5. Robinson, W. D. A pneumatic semi-active control methodology for vibration control of air spring based suspension systems / Robinson, W. D. Graduate Theses and Dissertations. Paper 12555. Iowa State University, Ames, Iowa. – 2012. – 134 P.
6. Averyanov, GS Examination of processes and ways to improve the efficiency of air in the pneumatic shock absorber damping vibration isolation systems. - Omsk, Omsk State. those. Univ., 1999. - 115 p. - Dep. VINITI 17.06.99, № 1957 - B99.
7. Kalashnikov, BA System amortization objects with discrete switching elastic elements / BA Kalashnikov. - Omsk: Publishing House of the Omsk State Technical University, 2008. - 344 P.
8. Akopyan, RA Pneumatic cushioning vehicles. - Lviv: Vishcha School, 1984 – Part 3. – 240 P.
9. A. s. USSR № 261 926, M. Cl. 63c, 41; 47a, 16/10. Pneumatic elastic element / K.A. Gvineriya, G.D. Dzhokhadze. – № 1163498/27; appl. 12.06. 1967, publ. 13.01.1970. Bull. № 5.
10. A. s. USSR № 467844, M. Cl. V6Og 11/26, F 16 f 9/04. Pneumatic elastic element of the vehicle suspension / V.A. Polyakov, N.N. Rakhmanov, A.V. Ryabov – № 1852645 / 27-11; appl. 02. 12. 72, publ. 25. 04.75. Bull. № 15.
11. Mosher, M. and Tanner, E.T. A Numerical Investigation of Combined Shock and Vibration Isolation Through the Semi-active Control of a Magnetorheological Fluid Damper in Parallel with an Air Spring. – Proceeding of the 71 st SAVIAC Shock Vibration Symposium, Arlington, Virginia, November 6 - 9, 2000. – 14 P.
12. Koch, G. Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system / G. Koch, S. Spirk, E. Pellegrini, N. Pletschen and B. Lohmann. In Proceeding of the 2011 American Control Conference on O'Farrell Street, San Francisco, CA, USA, June 29 – July 01, 2011. – P. 4580 - 4586.
13. Litak, G. Chaotic vibration of a quarter-car model excited by the road surface profile / G. Litak, M. Borowiec, M. I. Friswell, K. Szabelski. – Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. 13 (2008). P. 1373 – 1383.
14. Verros, G. Design Optimization of Quarter - car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natslavas, C. Papadimitriou / Journal of Vibration and Control. 11, 2005. – P. 581- 606.

Об условиях применения стеновых панелей WALLKING по критерию звукоизоляции в жилищном строительстве России

Кривцов С.И.¹, Рамазанов Т.А.², Латыпов В.М.^{3*}

¹ Ведущий научный сотрудник центра «Стройтехэкспертиза», старший преподаватель кафедры «Строительные конструкции» УГНТУ, Проспект Октября, д.180, кв. 340, г. Уфа, РФ

² Магистрант кафедры «Строительные конструкции» УГНТУ, ул. Менделеева, д.193/1, комн. 411, г. Уфа, РФ

³ Доктор технических наук, профессор, член-кор. РАЕН, заведующий кафедрой «Строительные конструкции» УГНТУ, ул. Революционная, д.15, кв. 15, г. Уфа, РФ

Аннотация

В статье приведены результаты проведенного акустического анализа с целью адаптации к Российскому рынку жилья стеновых пенополистиролбетонных панелей китайской компании WALLKING INTERNATIONAL NEW BUILDING MATERIALS CO., LIMITED, которые находят все большее применение в качестве внутренних ограждающих конструкций при строительстве жилых зданий. Одним из достоинств рассмотренных панелей является их масса. Плотность панели составляет 650 кг/м^3 , что в 3 раза легче обычной кирпичной кладки, и позволяет вести монтажные работы вручную.

Ключевые слова: строительная акустика, акустический расчет, индекс звукоизоляции воздушного шума, раздельные конструкции.

On the conditions of use of the wall panels WALLKING criterion of sound insulation in housing construction Russian

Krivtsov S.I.¹, Ramazanov T.A.², Latypov, V.M.³

¹ Senior Researcher Center "Construction and technical expertise", Senior Lecturer of the Department "Building Structures" USPTU, Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 180 October Prospect, Apt. 340

² Master of the department "Building construction" USPTU Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 193 / 1 Mendelev Street. room 411

³ Doctor of Technical Sciences, professor, corresponding member. Natural Sciences, Head of the Department "Building Structures" USPTU Russia, Republic Bashkortostan, Ufa, 15 Revolutionary Street, apt. 15

Abstract

The article presents the results of the acoustic analysis in order to adapt to the Russian housing market expanded polystyrene concrete wall panels of the Chinese company WALLKING INTERNATIONAL NEW BUILDING MATERIALS CO., LIMITED, which are increasingly used as internal walling in the construction of residential buildings. One of the advantages of the considered panels is their weight. The density of the panel is 650 kg / m^3 , which is 3 times lighter than conventional masonry and allows installation work manually.

Key words: building acoustics, acoustic calculations, the index of sound insulation of airborne noise, separate structure.

Введение

Объектом исследования являются пенополистиролбетонные стеновые панели китайской компании WALLKING INTERNATIONAL NEW BUILDING MATERIALS CO., LIMITED с точки зрения их применимости на Российском рынке жилья. Анализируются расчетные акустические характеристики этих панелей и предлагается техническое решение применимости панелей, с учетом Российских норм звукоизоляции.

*E-mail:mokimoto1@yandex.ru (Кривцов С.И.), stexpert@mail.ru (Рамазанов Т.А., Латыпов В.М.)

1. Акустические расчеты индекса изоляции воздушного шума

Исходя из удобства монтажа без грузоподъемной техники и возможности транспортировки в стационарных контейнерах, размеры панелей в плане составляют 610×2440 (2680, 2880, 3000) м, а толщина панелей – 50, 75, 100, 120 и 150 мм.

Уровень звукоизоляции панелей WALLKING, определенный производителем согласно китайскому стандарту звукоизоляции GBJ121-88, соответствует:

Таблица 1

Акустические характеристики отдельных ограждений

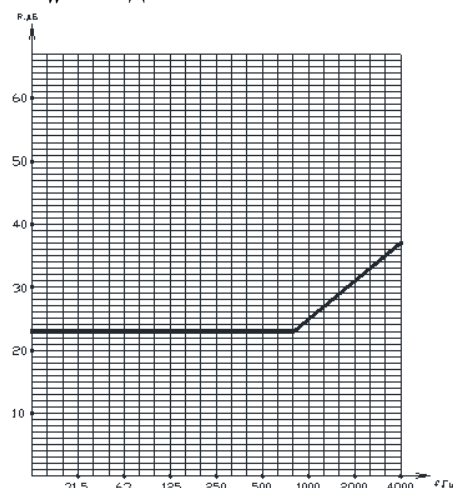
Толщина панели, мм	Воздушная звуковая изоляция, дБ
75	37
100	42
120	47

Авторами были выполнены акустические расчеты индекса изоляции воздушного шума одностенных конструкций согласно требований норматива [1]. При этом в качестве расчетной модели принята акустически однородная одностенная конструкция со средней плотностью $\gamma=650$ кг/м³.

Результаты следующие:

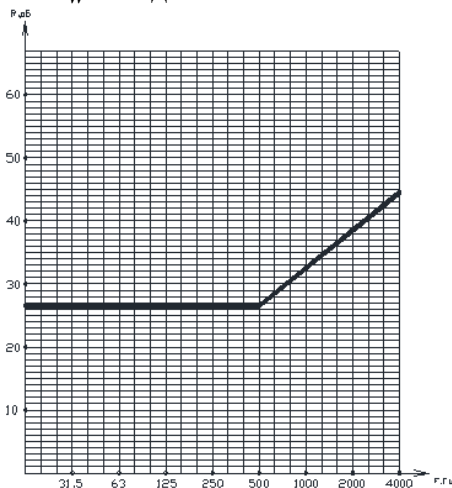
1) панель толщ. 50 мм

$R_W = 27$ дБ



2) панель толщ. 75 мм

$R_W = 33$ дБ



3) панель толщ. 100 мм

$R_W = 37$ дБ

4) панель толщ. 120 мм

$R_W = 40$ дБ

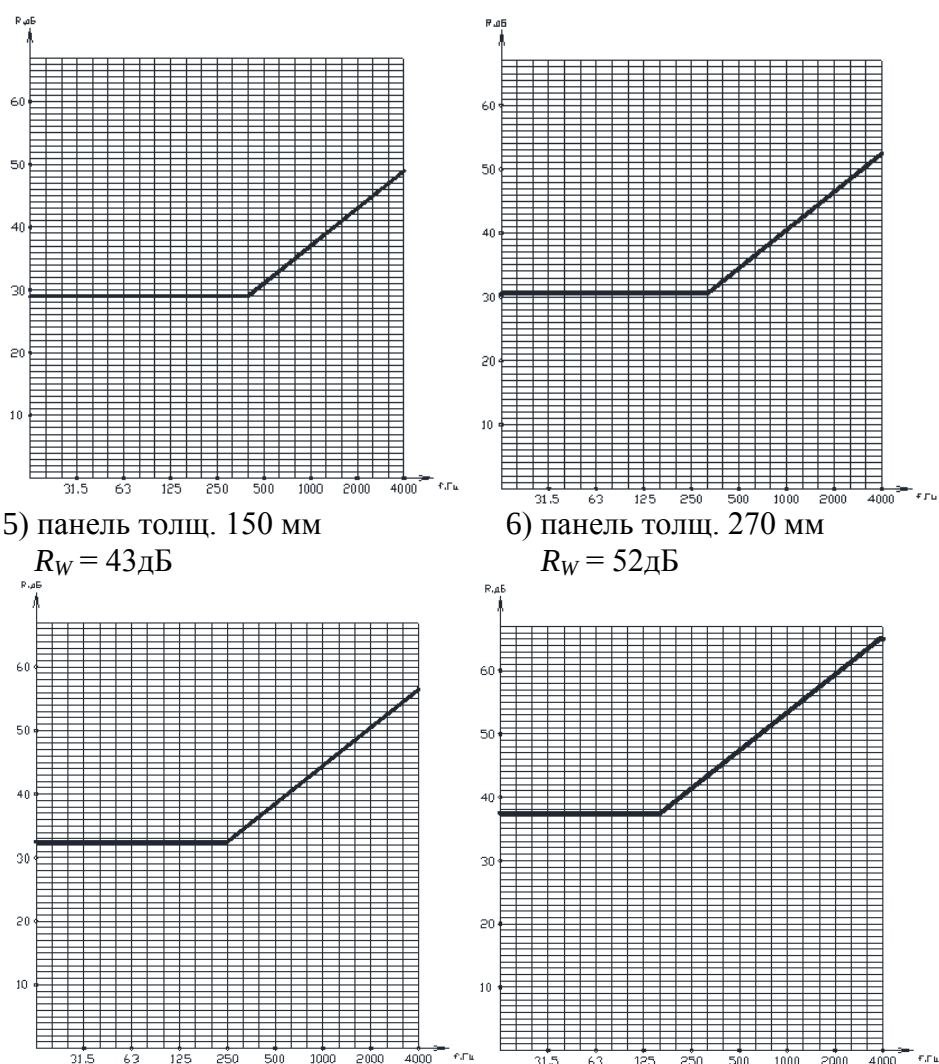


Рис. 1. Графики расчетных частотных характеристик изоляции воздушного шума

Приведенные расчеты (рис. 1) свидетельствуют о наличии отклонений индексов изоляции воздушного шума, определенных по китайскому стандарту, от индексов изоляции воздушного шума, определенных по российскому стандарту, в среднем на 4..7 дБ в меньшую сторону. Таким образом, при применении пенополистиролбетонных стеновых панелей WALLKING в виде одностенной конструкции в качестве межквартирной стены (для которой нормативный индекс изоляции воздушного шума составляет 52 дБ [1]), может быть использована панель толщиной 270 мм, а для межкомнатной стены (нормативный индекс изоляции воздушного шума – 43 дБ [2]) может быть использована панель толщиной 150 мм. Вес одной панели размером 150×610×3000 мм составляет 178 кг, а толщиной 270 мм – 321 кг, что значительно затруднит ручной монтаж таких панелей.

В связи с этим, авторами предложена конструкция стенового раздельного ограждения, состоящая из двух одинаковых по толщине панелей с воздушным зазором между ними в 10 мм: 50 мм + 50 мм – для межкомнатного ограждения и 100 мм + 100 мм – для межквартирного ограждения. В этом случае наибольший вес одной панели толщиной 100 мм составит 119 кг, что вполне приемлемо для ручного монтажа звеном из 3 человек. Расчет звукоизоляции предлагаемых ограждений произведен с применением

«Инженерного расчета звукоизоляции двустенной конструкции», предложенного профессором Боголеповым Игорем Ильичом [3].

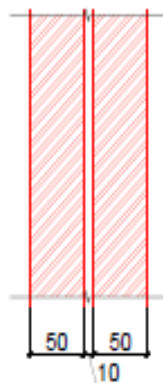


Рис. 2. Расчетная схема перегородки
«50+50» мм

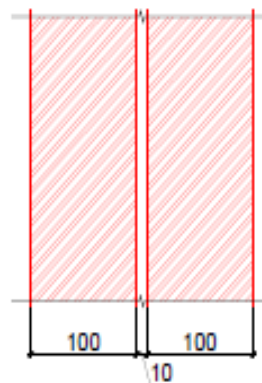


Рис. 3. Расчетная схема стены
«100+100» мм

Расчет выполняется аналитическим способом, как для одностенной конструкции, и начинается с определения значений двух граничных частот в третьоктавных полосах частот. При этом первая граничная частота рассчитывается по формуле:

$$f_{Г1} = 85 \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{d_2 m_1 m_2}}, \text{ Гц} \quad (1)$$

где m_1 и m_2 – поверхностные массы, соответственно, первой и второй пластины одностенных конструкций, кг/м^2 ;

d_2 – расстояние между стенками, м.

Вторая граничная частота рассчитывается по формуле:

$$f_{Г2} = \frac{85}{d_2}, \text{ Гц} \quad (2)$$

Значения первой и второй граничных частот обозначаются ближайшими по значению третьоктавными частотами. Нижняя и верхняя границы расчетного диапазона частот определяются таковыми для одностенных конструкций данной типовой двустенной конструкции. От нижней границы расчетного диапазона частот (100 Гц) до первой граничной частоты звукоизоляция двустенной конструкции рассчитывается по формуле:

$$R = 14,5 \lg [f(m_1 + m_2)] - 29, \text{ дБ} \quad (3)$$

где f – третьоктавные полосы частот в расчетном диапазоне, Гц;

m_1, m_2 – поверхностные плотности, соответственно, первой и второй пластины одностенных конструкций, кг/м^2 , (при одинаковой толщине стенок раздельного ограждения $m_1 = m_2$).

$$m_1, m_2 = \rho \times s, \text{ кг/м}^2 \quad (4)$$

где s – толщина одной стенки ограждения, м;

ρ – плотность, кг/м^3 .

От первой до второй граничной частоты звукоизоляция двустенной конструкции в третьоктавных полосах частот определяется по формуле:

$$R = R(f_{Г1}) + \frac{[R(f_{Г2}) - R(f_{Г1})]}{(\lg f_{Г2} - \lg f_{Г1})} (\lg f - \lg f_{Г1}), \text{ дБ} \quad (5)$$

где $R(f_{Г1})$ – звукоизоляция на первой граничной частоте, рассчитанная по формуле (3), дБ;

$R(f_{Г2})$ – звукоизоляция на второй граничной частоте, рассчитанная по формуле (6), дБ;

$f_{Г1}$ – первая граничная частота, рассчитанная по формуле (1), Гц;

$f_{Г2}$ – вторая граничная частота, рассчитанная по формуле (2), Гц;

f – третьоктавная частота расчетного диапазона, Гц.

Звукоизоляция на второй граничной частоте $R(f_{Г2})$ и на частотах в диапазоне от второй граничной частоты до верхней границы расчетного диапазона частот (3150 Гц), определяется по формуле:

$$R(f_{Г2}) = 0,9 \times (R_1 + R_2), \text{ дБ} \quad (6)$$

где $R_1 = R_2$ – звукоизоляция одной стенки раздельного ограждения (значения $R_{1,2}$ на соответствующих частотах приняты из вышеприведенных акустических расчетов одностенных конструкций), дБ.

Расчет раздельных ограждений сведен в Таблицу 2:

Таблица 2

Акустические характеристики раздельных ограждений

№ п/п	Тип стены, мм	$f_{Г1}$, Гц	$f_{Г2}$, Гц	Звукоизоляция в третьоктавных полосах частот, дБ																	R_w , дБ
				100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150		
1	50+50	200	8500	26	28	29	31	34	37	39	42	45	48	51	54	56	59	62	65	45	
2	100+100	160	8500	31	32	34	38	41	45	49	53	56	60	64	67	71	75	78	82	53	

Заключение

Проведенные расчеты свидетельствуют о том, что индекс изоляции воздушного шума раздельными ограждениями типа «50+50» мм и «100+100» мм, равный соответственно 45 дБ и 53 дБ, соответствует нормативным требованиям Российской Федерации для внутренних ограждающих конструкций жилых зданий, при этом вес наиболее тяжелой панели позволяет производить работы внутри здания вручную. Общая толщина межквартирной стены типа «100+100» мм составляет 210 мм, что на 70 мм меньше традиционной кирпичной стены. Общая толщина межкомнатной перегородки типа «50+50» мм составляет 110 мм, что на 40 мм меньше кирпичных перегородок.

Список литературы

1. СП 51.13330.2011. Свод правил. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция. СНиП 23-03-2003. – Введ. 2011-05-20. – М.: Минрегион России, 2011. – 42с
2. СП 23-103-2003. Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. – Введ. 2003.12.25. – М.: Госстрой России, 2003. – 30с
3. И.И.Боголепов. Строительная акустика – СПб.: Издательство политехнического университета, 2006. – 323с

Bibliography

1. SP 51.13330.2011. Set of rules. SP 51.13330.2011. Noise protection. The updated edition. SNiP23-03-2003. - Enter. 2011-05-20. - M .: Ministry of Regional Development of Russia, 2011 - 42c
2. SP 23-103-2003. Code of practice for design and construction. Designing acoustic walling residential and public buildings. - Enter. 2003.12.25. - M .: State Construction Committee of Russia, 2003 - 30c
3. I.I.Bogolepov. Building acoustics - St. Petersburg .: Publisher Polytechnic University, 2006. - 323C

Расчет изоляции воздушного шума (звукоизоляции) однослойных плит

Щелоков Ю.А.

Генеральный директор, ООО «Акустические расчеты»,
РФ, г. Санкт-Петербург, пр. Пискаревский д.25

Аннотация

В работе рассмотрена методика определения изоляции воздушного шума массивных конструкций, согласно Своду Правил СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий». Рассмотрены основные недостатки графоаналитического метода. Приведена классическая методика расчета звукоизоляции, а также способы ее корректировки для возможности расчета массивных преград (плит). Получена универсальная теоретическая модель расчета звукоизоляции акустически однородных конструкций. Проведено сравнение результатов расчета по предлагаемой методике с данными лабораторных исследований звукоизоляции преграды из стеновых силикатных блоков.

Ключевые слова: звукоизоляция, строительная акустика, коэффициент механических потерь, фактор переизлучения, защита от шума.

Calculation of airborne sound insulation for single-layer plates

*Schelokov Y**

General Director, LLC "Acoustic calculations", Piskarevsky pr., h. 25, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The paper considers the method of determining airborne sound insulation massive structures, according to a set of rules SP 23-103-2003 "Design of sound insulation enclosing structures of residential and public buildings." The paper considers the main disadvantages of graphic-analytical method. The paper shows the classical method of calculating of the sound insulation, as well as ways of calculating with adjustment for the calculation sound insulation of massive barriers (plates). Universal theoretical model were received for calculating the sound insulation of acoustically homogeneous structures. In the article author did the comparison of the calculation results by the proposed method with laboratory data for the wall of silicate blocks.

Key words: *sound insulation, building acoustics, mechanical loss factor, the factor of re-emission, protection against noise.*

Введение

При проектировании жилых и общественных зданий разработка и применение конструкций, отвечающих нормативным требованиям по эффективности защиты от шума, имеет большое значение.

В качестве основной инструктивно-нормативной документации по вопросам расчета и разработки звукоизоляции конструкций применяют Свод Правил СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий».

Основную долю гражданского строительства в современных городах составляют многоквартирные дома, в которых преобладают массивные однослойные внешние и внутренние ограждающие конструкции постоянного сечения.

Растущая потребность акустического комфорта и большая распространенность

подобных конструкций требует качественного подхода при расчете изоляции воздушного шума.

1. Графоаналитический метод расчета звукоизоляции

Для расчета звукоизоляции подобных конструкций в Своде Правил используют графоаналитический метод, заключающийся в построении частотной характеристики изоляции воздушного шума, изображая ее в виде ломаной линии, аналогичной линии ABCD на рисунке 1 [1].

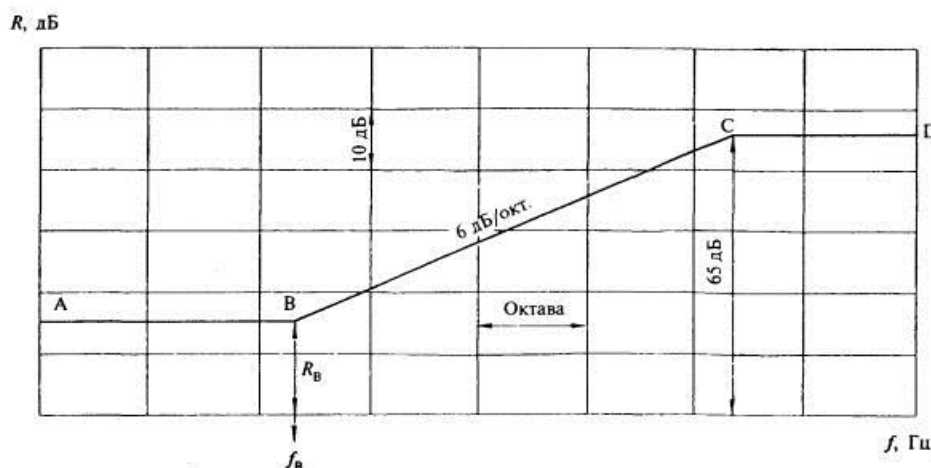


Рис. 1. Частотная характеристика изоляции воздушного шума однослойным плоским ограждением

Координаты точки *B* частотной характеристики зависят от плотности и толщины ограждающей конструкции, которые определяются по эмпирическим данным соответствующих графиков и таблиц.

Значение изоляции воздушного шума R_B в точке *B* определяется по формуле

$$R_B = 20 \log(m_{\text{э}}) - 12, \quad (1)$$

где $m_{\text{э}} = K \cdot m$ – эквивалентная поверхностная плотность, кг/м^2 ;

m – поверхностная плотность; кг/м^2 ;

K – коэффициент, учитывающий относительное увеличение изгибной жесткости ограждения из бетонов на легких заполнителях, поризованных бетонов и т.п. по отношению к конструкциям из тяжелого бетона с той же поверхностной плотностью.

Сложность построения частотной характеристики изоляции воздушного шума по вышеизложенной методике состоит в том, что координаты точки *B* и значение коэффициента K можно определить для ограниченного количества материалов:

- керамзитобетон;
- перлитобетон;
- аглопоритобетон;
- шлакопемзобетон;
- газобетон, пенобетон;
- кирпич;
- гипсобетон, гипс.

В последнее время появилось много новых видов строительных материалов

(полистиролбетон, вспененная древесина, арболит, биоматериалы и др.), которые рассматриваются проектировщиками как перспективные, при этом рассчитать их звукоизоляцию по методике Свода Правил не получается.

Более того, для известных материалов использование графоаналитического метода сопряжено с дополнительными ошибками, за счет округления значения критической частоты B до среднегеометрической частоты третьоктавной полосы, в пределах которой находится f_B .

Кроме графоаналитического метода простого расчетного способа определения звукоизоляции толстых, массивных конструкций найдено не было.

Результаты трудоемких вычислений, проведенных рядом авторов (М. Седов [5], Л. Осипов [6]) использовать на практике не удалось.

2. Классическая теория звукоизоляции

В данной работе для расчета изоляции воздушного шума массивных, толстых конструкций рассматривается возможность применения скорректированной классической теории звукоизоляции, не имеющей вышеизложенных недостатков.

В 1942 г. Кремер [3] для коэффициента прохождения через стену представил выражение

$$\tau(\theta) = \frac{1}{\left| 1 + \frac{Z(\theta) \cdot \cos(\theta)}{2\rho_0 c_0} \right|^2}, \quad (2)$$

где $Z(\theta)$ – импеданс преграды, $[\text{кг}/\text{м}^2\text{с}]$;

θ – угол падения, $[\text{градусы}]$;

ρ_0 – плотность воздуха, $[\text{кг}/\text{м}^3]$;

c_0 – скорость звука в воздухе, $[\text{м}/\text{с}]$.

Выражение для расчета импеданса пластины [4] имеет вид

$$Z(\theta) = i \left[\omega m - \frac{D(1+i\eta)\omega^3 \sin^4(\theta)}{c_0^4} \right], \quad (3)$$

где $i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица;

$\omega = 2\pi f$ – циклическая частота, $[\text{рад}/\text{с}]$;

f – частота, $[\text{Гц}]$;

m – поверхностная масса пластины, $[\text{кг}/\text{м}^2]$;

$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – цилиндрическая жесткость пластины, $[\text{Па} \cdot \text{м}^3]$;

E – модуль Юнга, $[\text{Па}]$;

h – толщина пластины, $[\text{м}]$;

μ – коэффициент Пуассона;

η – коэффициент механических потерь.

В реальных условиях звуковое поле, падающее на ограждающую конструкцию можно считать диффузным. Коэффициент прохождения для диффузного поля [7] определяется как

$$\tau_{diff} = \frac{\int_0^{78^\circ} \tau(\theta) \cos(\theta) \sin(\theta)}{\int_0^{78^\circ} \cos(\theta) \sin(\theta)}. \quad (4)$$

С учетом диффузного коэффициента прохождения звукоизоляция пластины R будет равна

$$R = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{\tau_{diff}} \right). \quad (5)$$

Расчет звукоизоляции по формулам (2) - (5) справедлив для тонких конструкций, таких как стекло, гипсокартонные листы, сталь и другие материалы, где звук распространяется в виде изгибных волн.

Применение классической теории для толстостенных конструкций приводит к неверному результату: наклон расчетной кривой роста звукоизоляции с частотой выше наклона экспериментальной кривой.

3. Корректировка классической теории звукоизоляции

Распространение акустических волн через массивные конструкции (из тяжелого, легкого бетона, кирпичной кладки и т.п.) сопровождается возникновением не только изгибных, но и продольных сдвиговых колебаний. В результате чего, характерные частотные характеристики массивных и тонкостенных конструкций не совпадают.

Предположим, что полученная Кремером формула (2) для коэффициента прохождения толстостенной конструкции справедлива с импедансом преграды $Z'(\theta)$, учитывающим сдвиговые волны.

Чтобы учесть сдвиговые волны в материале преграды [6] запишем импеданс в виде

$$Z'(\theta) = i\omega m + \frac{z_B z_S}{z_B + z_S}, \quad (6)$$

где $z_B = -\frac{i\omega^3 D}{c_0^4} \sin^4(\theta)$ – импеданс изгиба, [кг/м²с];

$z_S = -\frac{i\omega G h}{c_0^2} \sin^2(\theta)$ – импеданс сдвига, [кг/м²с];

$G = \frac{E}{2(1+\mu^2)}$ – модуль сдвига, [Па].

Однако при построении частотной характеристики звукоизоляции толстостенной преграды по формулам (2)-(6) даже с учетом сдвиговых волн ведет к неверному наклону кривой: рост изоляции воздушного шума с частотой получается более интенсивным, чем на практике.

Предполагая, что импеданс толстостенной преграды пропорционален тангенсу угла падения θ , введем фактор переизлучения $\Phi(\theta)$, и перепишем формулу (2) следующим образом

$$\tau'(\theta) = \frac{1}{\left| 1 + \frac{\Phi(\theta) \cdot Z'(\theta) \cdot \cos(\theta)}{2\rho_0 c_0} \right|^2} = \left| 1 + \frac{\left[i\omega m - \frac{i\omega^3 h G D \sin^4(\theta)}{(\omega^2 D \sin^2(\theta) + Gh)c_0^4} \right] \cdot \sin(\theta)}{2\rho_0 c_0} \right|^{-2}, (7)$$

где $\tau'(\theta)$ – коэффициент прохождения звука, учитывающий сдвиговые волны в материале преграды и фактор переизлучения,

$$\Phi(\theta) = \begin{cases} 1 \\ \tan(\theta) \end{cases} \quad \text{– фактор переизлучения (угловой фактор), равный 1 для}$$

тонкостенных конструкций и $\tan(\theta)$ – для массивных конструкций.

Для определения звукоизоляции акустически однородной преграды при диффузном падении на нее акустической энергии, необходимо полученное выражение для коэффициента прохождения $\tau'(\theta)$ подставить в формулы (4) и (5), соответственно.

4. Экспериментальная проверка результатов расчета

Ранее [2] в качестве примера мы рассчитывали звукоизоляцию строительных конструкций по формуле (7), сравнивали с результатами расчета по графоаналитическому методу, и показали хорошую согласованность результатов.

18 июня 2015 г. в испытательном центре «ПКТИ-СтройТЕСТ» были проведены исследования звукоизоляционной способности ограждающей конструкции (см. рис.2) из стеновых силикатных блоков, плотностью 1740 кг/м³ и толщиной 130 мм.

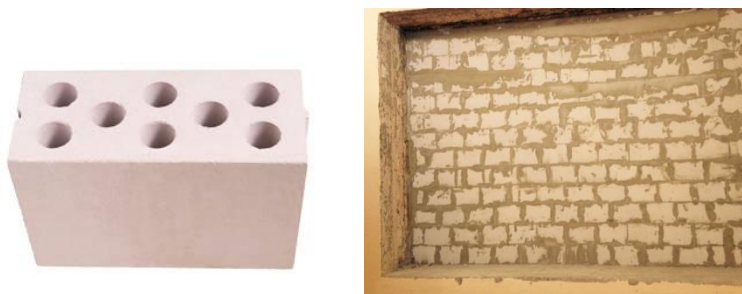


Рис. 2. Испытываемая конструкция из силикатных блоков

Как правило, в качестве помещения высокого уровня (ПВУ) при измерениях звукоизоляции выбирают помещение больших размеров. В качестве помещения низкого уровня (ПНУ) выбирают смежное помещение меньшего размера. Однако согласно принципу взаимности: при изменении падения звука на обратное, звукоизоляция преграды не меняется [5].

С целью подтверждения данного принципа на практике, измерения проводились с размещением источника шума в обоих измерительных помещений.

При размещении источника шума в большом помещении, измерения будем называть стандартными. При размещении источника шума в маленьком помещении, измерения будем называть реверсными.

В качестве расчетных данных были приняты следующие значения:

Таблица 1

Параметры исследуемой конструкции

Материал	Плотность, кг/м ³	Толщина, мм	Модуль Юнга, 10 ¹⁰ Па	Коэффициент Пуассона ^[8]	Коэффициент механических потерь ^[8]
Силикатный бетон	1740	130	4	0,2	0,01

Результаты измерений и расчетов исследуемой конструкции, представлены на рис.3.

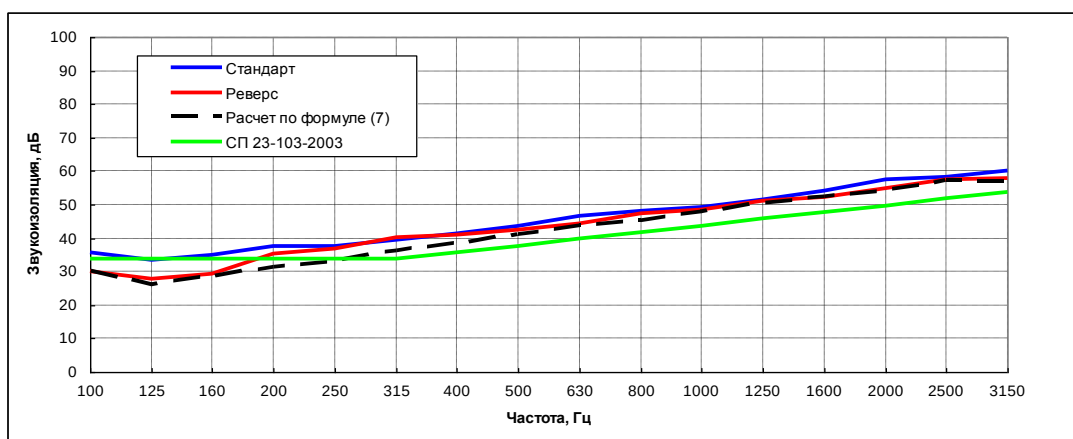


Рис.3. Результаты измерений и расчетов звукоизоляции конструкции из стеновых силикатных блоков

Анализируя данные рисунка 3 можно сделать следующие выводы:

- 1) При смене размещения источника шума (додэкаэдра) из одного помещения в другое, меняется сторона ограждающей конструкции, на которую воздействует прямое акустическое поле источника. При этом звукоизоляционная способность конструкции в целом не меняется, что подтверждает справедливость принципа взаимности звукоизоляции.
- 2) Расчет по графоаналитическому методу дает частотную характеристику, лежащую ниже (правее) экспериментальной кривой звукоизоляции на частотах с 250 Гц, что может быть обусловлено неверным определением частоты f_B , ошибками, возникающими при округлении данного значения до ближайшей среднегеометрической частоты третьоктавной полосы, в пределах которой она была определена.
- 3) Расчет по скорректированной классической методике показывает большую согласованность с результатами эксперимента: более верно определены значения звукоизоляции, резонансная частота, наклон частотной характеристики.

Заключение

Таким образом, корректировка классической методики расчета звукоизоляции за счет введенного фактора переизлучения (углового фактора) $\Phi(\theta) = \begin{cases} 1 \\ \tan(\theta) \end{cases}$, и учета сдвиговых волн в материале, позволяет определять звукоизоляционную способность однослойных преград из разных материалов и разной толщины, хорошо согласуясь с графоаналитическими методами и экспериментальными исследованиями.

Список литературы

1. СП 23-103-2003. Звукоизоляция ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. – Санкт-Петербург, 2004.
2. Щелоков Ю.А. Расчет звукоизоляции акустически однородных конструкций / Ю.А. Щелоков // Сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации»; Под ред. Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург, 2015. – с.349-354.
3. Cremer L. Theorie der Schalldämmung dünner Wände bei schrägem Einfall / L. Cremer // Akustische Zeitschrift, 1942. – №.7. – S. 81-125.
4. Боголепов, И.И. Архитектурная акустика / И.И. Боголепов. – СПб: Политехника, 2001. - 158 с.
5. Седов, М. С. Расчёт звукоизоляции однослойных ограждений на низких частотах / М. С. Седов, В. Н. Бобылёв. – Горький: Изд-во ГГУ, 1976. – 46 с.
6. Осипов Г.Л. Звукоизоляция и звукопоглощение: Учеб. пособие для студентов вузов / Л.Г. Осипов, В.Н. Бобылев, Л.А. Борисов и др.; Под ред. Г.Л. Осипова, В.Н. Бобылева. — М.: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Издательство Астрель», 2004. — 450 с.
7. Marshall Long. Architectural Acoustics. 2nd Edition //M. Long, 2014. – 950 p.
8. Carl Hopkins. Sound Insulation //C. Hopkins . – New York, 2007. – 622 p.