



**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ Н.Э. БАУМАНА**

АКУСТИКА СРЕДЫ ОБИТАНИЯ (АСО – 2020)

**Пятая Всероссийская конференция
молодых ученых и специалистов**

(Москва, 24 апреля 2020 г.)

Материалы конференции

Москва

2020

УДК 534 + 929
ББК 22.32
А44

А44 **Акустика среды обитания (АСО – 2020): Пятая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (Москва, 24 апреля 2020 г.): материалы конференции /** Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» ; под ред. А.И. Комкина. — Москва: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2020. — 244 с. : ил.

ISBN 978-5-7038-5482-2

В сборнике представлены доклады студентов и аспирантов различных вузов России и специалистов из ведущих научных и технических организаций, занимающихся вопросами акустики, представленные на Пятой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», проходившей 24 апреля 2020 г. в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре «Экология и промышленная безопасность».

Издание предназначено для научных работников, специалистов в области акустики, а также для широкого круга читателей, интересующихся современными достижениями науки.

УДК 534 +
929
ББК 22.32

СОДЕРЖАНИЕ

ВСТУПИТЕЛЬНАЯ ЛЕКЦИЯ

И. Б. Есипов

Инфразвук, ультразвук, гиперзвук – где пределы звука? 5

ДОКЛАДЫ

Д.И. Бейсенбаева, А.И. Комкин, М.А. Миронов

Акустический импеданс круглого отверстия при наличии скользящего потока 13

А.И. Быков, А.И. Комкин

Проектирование резонатора Гельмгольца с требуемыми характеристиками 22

О. П. Бычков, Г. А. Фараносов

Разработка нового метода определения характеристик осесимметричной моды пульсаций давления в ближнем поле турбулентной струи 32

М. Д. Васильев, А. И. Герасимов

Исследование влияния конструкции каркасных перегородок на их звукоизоляцию 41

А.А. Вишневский, А.И. Комкин

Возможности конечно-элементного моделирования электроакустического поглотителя звука 51

С.А. Гаврильев, М.В. Иванов

Об опыте определения распределения пузырьков воздуха в воде по размерам пассивным гидроакустическим способом 59

С.Л. Денисов, Г.А. Фараносов, С.А. Чернышев

Расчетно-экспериментальные исследования эффекта экранирования шума круглой одноконтурной струи 64

Т.И. Дудьев, В.В. Тупов

Методика акустического расчета шумозащитных автотранспортных экранов 76

В.В. Ершов, И.В. Храмцов

Исследование положения источников звука в турбулентной струе с применением сопловых насадков различной конфигурации 89

О.А. Жоголева, Н.П. Меркушева

Использование доз шума при оценке шумового воздействия на непостоянных рабочих местах 99

А.Н. Котов, Д.А. Преснов, Р.А. Жостков

Технология мониторинга вбросейсмического загрязнения на примере поселения Мосрентген, г. Москва 108

В.К. Ксенофонтова, Е.С. Луценко, Р. Антропов, А.В. Храмов

Распространение аудиоплееров как реакция на шумовое загрязнение окружающей среды 117

О.Ю. Кустов, И.В. Храмцов

Оценка точности определения акустических характеристик образцов резонансных ЗПК при экспериментальных исследованиях 123

И. Е. Лапшина Акустические и иные экологические риски: международно-правовое регулирование средств предупреждения	131
И.Л. Марголина, Д.С. Веселов Особенности распространения автотранспортного шума от в городской среде	139
О.Ю. Матасова, В.В. Тупов Исследование акустической эффективности камерных ячеек глушителей шума	144
М. Е. Московец, Н.Г. Канев Передача вибрации рельсового транспорта по конструкции здания	152
А.Б. Мухаметов, А.А. Тараторин Анализ эффективности диссипативных глушителей сложных форм	159
Г.М. Назаров, Д.Е. Непряхин, А.И. Комкин Акустические характеристики шумозащитных экранов со звукопоглощающей облицовкой	171
Н.С. Нестеров, А.И. Быков Снижение шума электровоза двойного питания	179
А.И. Новоселова, Н.Г. Канев Затухание недиффузного звукового поля в помещении	187
С.Н. Оганесян, А.И. Комкин Влияние подстилающей поверхности на эффективность акустического экрана	196
О. А. Саулькина, А. И. Быков Оценка акустической эффективности глушителей шума	205
Скворцов В.С., Тупов В.Б Классификация глушителей газоредуцирующих клапанов на газорегуляторных пунктах ТЭС	211
А. М. Соловьева, М. В. Иванов Исследование виброакустического влияния на флотацию микропластика	217
Д.А. Теляшов, Г.И. Павлов Шумоглушитель для аэродинамического клапана теплогенератора пульсирующего горения	223
С.С. Тотунов, М.В. Иванов, О.А. Иванова, В.С. Цура Исследование эффективности звукоизоляции ГКЛ перегородок с покрытием «Шимаст»	229
В.О. Фатеев, И.И. Конопацкая, М.А. Миронов, П.А. Пятаков Эффект горения полимера юнисил в поле интенсивного ультразвука	234
Е. Adorni, M. V. Ivanov, R. Revetria Review of the effects of the influence of external vibrations on the freezing point of water	238
Алфавитный указатель авторов	243

ВСТУПИТЕЛЬНАЯ ЛЕКЦИЯ

ИНФРАЗВУК, УЛЬТРАЗВУК, ГИПЕРЗВУК – ГДЕ ПРЕДЕЛЫ ЗВУКА?

И. Б. Есипов

*Российский государственный университет нефти и газа им. И.М. Губкина,
Акустический институт им. Н.Н. Андреева, Москва
E-mail:igor.esipov@mail.ru*

Человек использует звук повсюду: в атмосфере, под водой, под землей, в биологических средах и различных материалах. Приводятся сведения о современных физических идеях, позволяющих создать новые технологии дистанционного исследования окружающей среды, интенсификации технических процессов, неконтактных акустических операций в медицине. Обсуждаются условия эффективности акустических методов, выясняются пределы применимости звука

Ключевые слова: звуковая волна, колебания, диффузия, распространение волны.

ВВЕДЕНИЕ

Особенности возбуждения, распространения и приема звука изучает раздел физики – акустика. Звук – это упругие, акустические колебания, распространяющиеся в виде волн в сплошных средах. Звук присутствует всюду: в атмосфере, под водой, под землей, в биологических средах и различных материалах. В соответствии с диапазоном частот акустических возмущений разделяют несколько типов звука. Прежде всего, это слышимый звук. Считается, что частотный диапазон слышимого ухом человека звука лежит в пределах 20 Гц – 20 кГц. Эти границы весьма условны и зависят от особенностей восприятия – у разных людей этот диапазон может быть немного разным. Но, в среднем будем считать, что диапазон слышимого звука занимает 3 декады от 20 Гц до 20 кГц. Декада – это диапазон изменения частоты в 10 раз.

Упругие волны, частота которых, лежит ниже слышимого диапазона, называют инфразвуком. Инфразвук занимает также 3 декады ниже диапазона слышимого диапазона от приблизительно 0,01 Гц до приблизительно 10 Гц. Инфразвук не воспринимается нашими органами слуха. Инфразвуковые волны применяются при дальнем зондировании атмосферы (атмосферная акустика), океана (акустика океана) и Земли (сейсмоакустика).

Ультразвук (20 кГц ~ (10-20) МГц) применяется для технологических и медицинских приложений. Диапазон ультразвуковых волн занимает также 3 декады, но, теперь уже, выше диапазона слышимого звука. Ультразвук применяют, в основном, в жидких и твердых средах. В атмосфере ультразвуковые волны используют летучие мыши.

Частотный диапазон выше ультразвука получил название гиперзвук. Гиперзвуковые волны занимают 3 декады в субгигагерцовом и гигагерцовом диапазоне частот (10 МГц ~ 10 ГГц). Область применения гиперзвука – акустоэлектроника. Гиперзвуковые волны хорошо распространяются в твердых кристаллах. Частоты гиперзвука совпадают с частотами радиотехнических средств связи и радиолокации, поэтому гиперзвуковые волны используются при обработке радиосигналов методами акустоэлектроники.

Состояние упругой сплошной среды характеризуется следующими основными параметрами: давление P , плотность ρ и температура T , и акустические возмущения приводят к возмущениям этих основных параметров, которые оказываются связанными между собой через уравнение состояния среды. Упругие свойства среды определяют скорость распространения акустических волн c .

$$c^2 = \partial P / \partial \rho.$$

Заметим, что скорость распространения звука, прежде всего в газах, не очень сильно зависит от условий распространения.

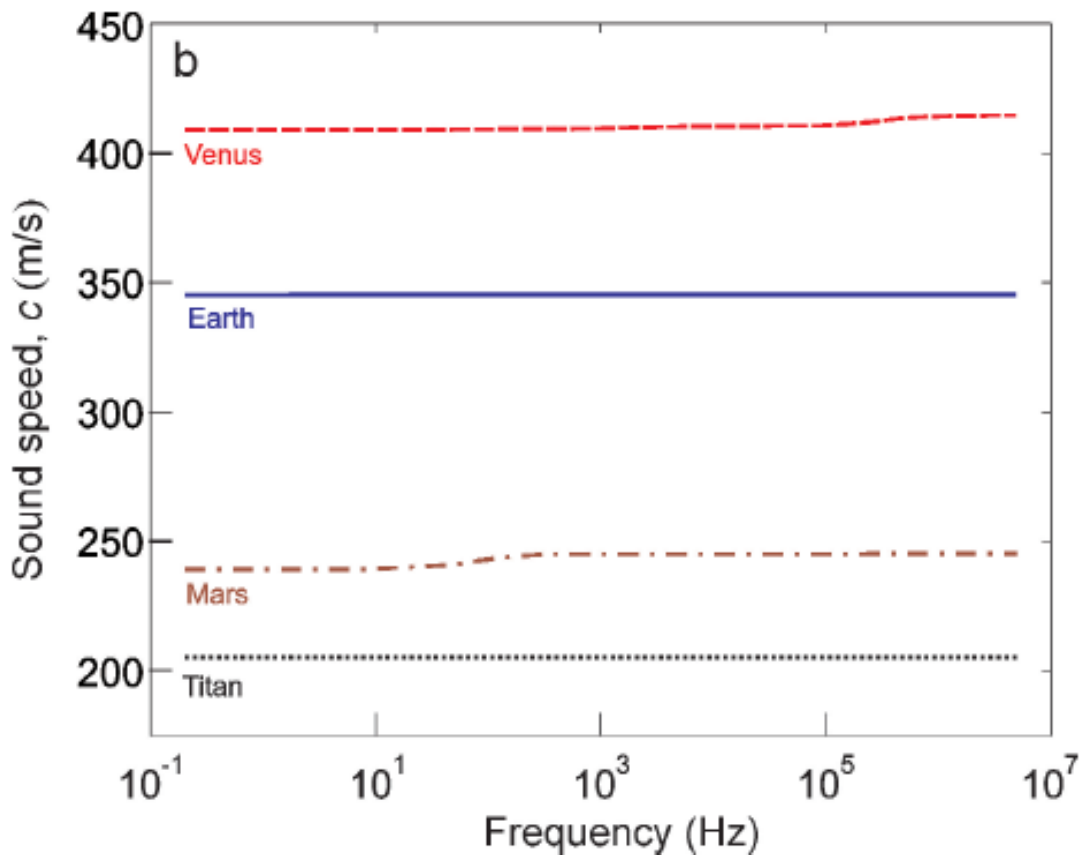


Рис. 1. Частотная зависимость скорости распространения звука в атмосферах планет солнечной системы.

Из Рис. 1 видно, что скорости распространения звука в атмосферах различных планет солнечной системы отличается не более, чем в два раза, несмотря на существенные различия в условиях атмосферы на Венере и на Титане.

Дело в том, что, принимая во внимание уравнение состояния

$$PV = \frac{m}{\mu} RT,$$

получаем $c^2 = \partial P / \partial \rho = RT / \mu$. Здесь R - газовая постоянная, а μ - молекулярный вес газа. То есть скорость распространения звука меняется пропорционально корню квадратному из температуры. Кроме того, звук сносится вместе с газом при его течении. Таким образом, измеряя скорость распространения звука, можно получить информацию о температуре окружающей среды на больших дистанциях и о скорости течения или скорости ветра.

1. ПРИМЕНЕНИЕ ИНФРА-, УЛЬТРА- И ГИПЕРЗВУКА

Прежде всего отметим применение инфразвуковых сигналов для исследования структуры окружающей среды на обширных пространствах. Поскольку скорость распространения звука зависит от температуры и течения окружающей среды, то это свойство звука применяется для мониторинга этих параметров в океане и атмосфере.

На рис. 2 показан пример, по-видимому самой протяженной на Земле трассы распространения звука от побережья Австралии до Бермудских островов.

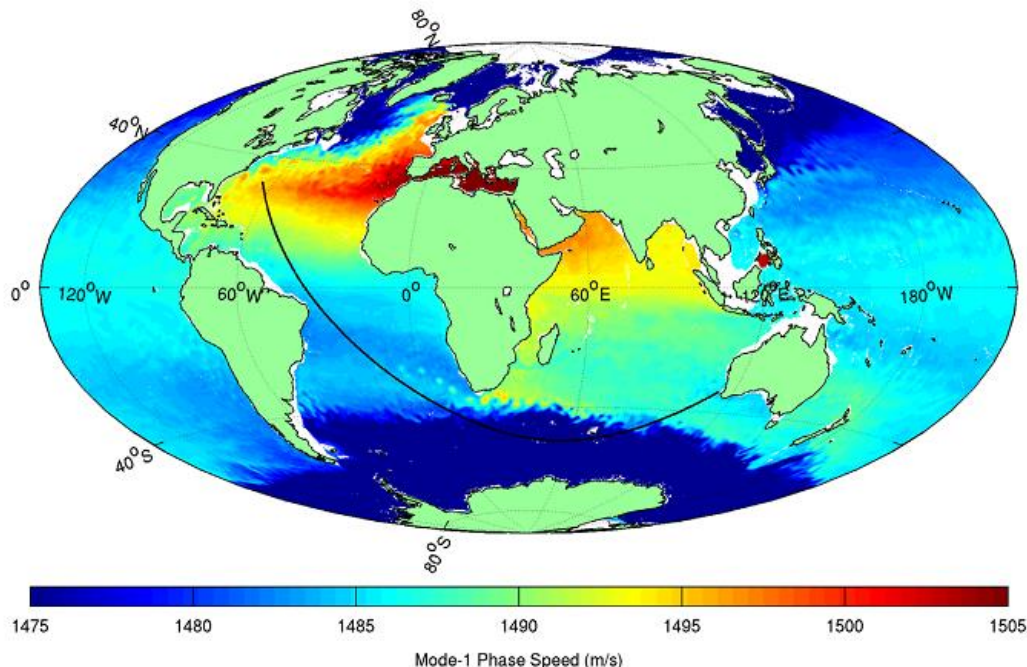


Рис.2. Схема опыта августа 1993 г.

Распространение звука подводного взрыва от побережья Австралии до Бермудских островов. Частота сигнала 15 Гц. Цвет соответствует изменению скорости распространения звука в подводном звуковом канале от 1475 м/с в приантарктических водах до 1505 м/с в Средиземном море (шкала внизу).

Природные среды, прежде всего океан, атмосфера, земная кора, осадочные породы обладают слоистой структурой. Благодаря такой структуре в окружающей среде возникают условия для волноводного распространения звука. В таком случае звук распространяется по природному волноводу и энергия звука концентрируется в этом волноводе, что позволяет звуку распространяться на большие расстояния. На рис. 2 показана схема распространения звука в океане на 15 тысяч километров. Звуки извержения мощных вулканов в инфразвуковом диапазоне частот могут обогнуть земной шар, точно также, как и звуки землетрясений.

Зависимость скорости распространения звука от температуры используется в программе термометрии океана. В рамках исследования глобального потепления было выяснено, что тепло Земли концентрируется в основном в океане. Мониторинг температуры на протяженных трассах в океане позволяет обеспечить хорошее усреднение результатов измерения по большому пространству, что повышает надежность измерений. Зависимость скорости звука от течения или ветра позволяет получить дополнительную информацию о массопереносе, что вместе с температурными измерениями позволяет получать сведения о тепло-массопереносе в атмосфере и океане. Эти сведения оказываются чрезвычайно важными для составления прогноза погоды.

Недавние исследования в области сейсмоакустики позволили обнаружить в земной коре помимо горизонтальной слоистой структуры еще и мощные вертикальные разломы – трещины, пронизывающие земную кору (рис. 3). Существует гипотеза, что по

таким трещинам газы из мантии Земли, содержащие углеводороды, могут проникать в подповерхностное пространство и там концентрироваться, формируя залежи углеводородов. Как можно видеть на этом примере, современные сейсмоакустические методы позволяют вести довольно детальную разведку на глубину в десятки километров.

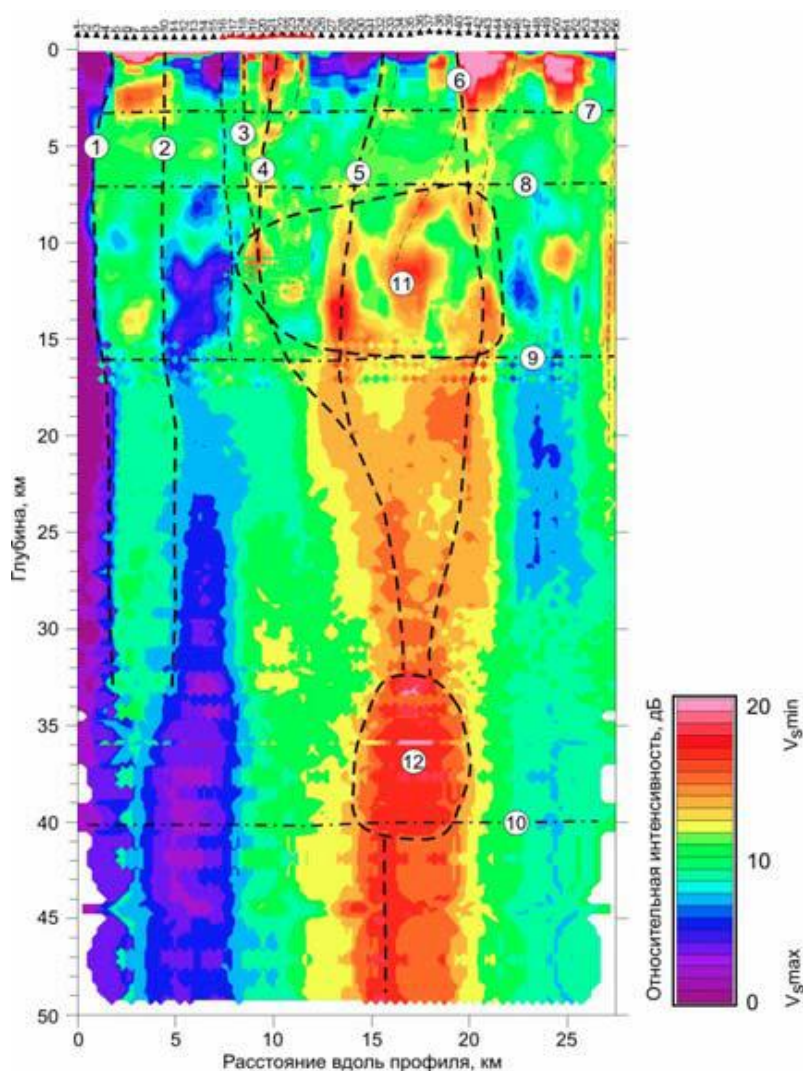


Рис. 3. Вертикальный разлом земной коры, обнаруженный сейсмоакустическими методами.

Обсудим теперь особенности применения ультразвука. Традиционно, уже десятки лет, ультразвук активно используется в технологических процессах для контроля за структурой материалов, интенсификации ряда процедур, включая добычу нефти, очистку и обработку поверхности материалов. Здесь, в качестве примера, укажем на применения ультразвука в медицине. Всем известны процедуры ультразвуковых исследований (УЗИ), в которых ультразвук используется вместо рентгеновского излучения. В последнее время получили развитие неинвазивные, то есть без проникновения в тело, хирургические процедуры. Принцип реализации некоторых из них показан на рис. 4.

Главной особенностью ультразвука является небольшая длина ультразвуковой волны. Обычно длина ультразвуковой волны бывает от нескольких миллиметров до десятых долей миллиметра. Поэтому ультразвуковые волны можно достаточно эффективно фокусировать, повышая интенсивность ультразвуковой волны в фокусе до значений до $10^2 - 10^3$ Вт/см². Ультразвук такой интенсивности оказывает прямое механическое воздействие на среду, в которой он распространяется. Сфокусированный ультразвук

разрывает или выжигает мягкие биологические ткани. При этом такое разрушение ограничено размером фокуса, то есть несколькими длинами волн ультразвука.

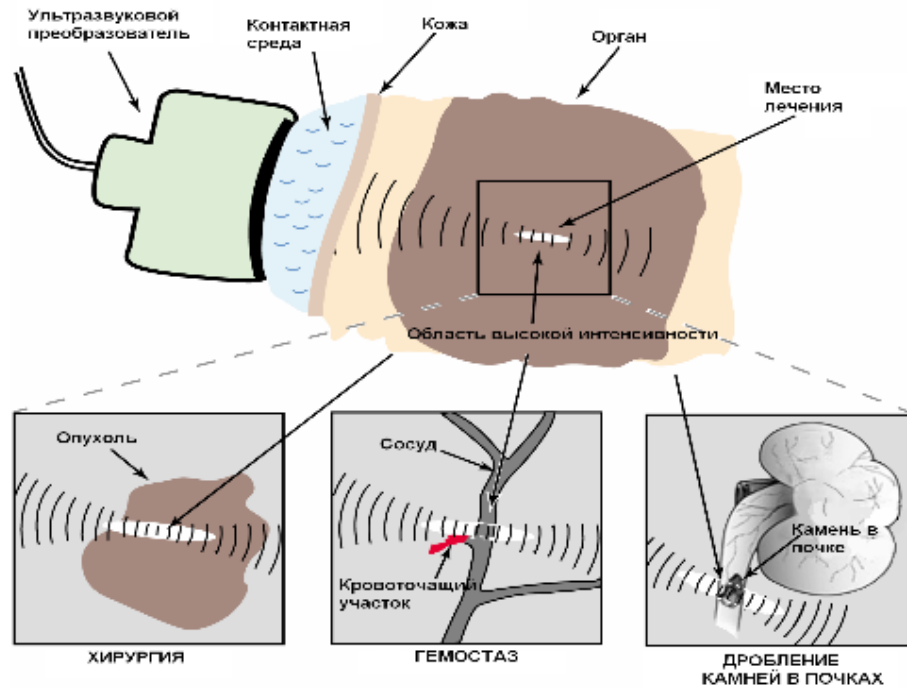


Рис. 4. Примеры использования ультразвуковой хирургии.

Помимо хирургии и дробления камней в почках или желчном пузыре, стоит упомянуть применение ультразвука для гемостаза, прекращения кровотечения через рану поврежденного кровеносного сосуда. Ранение сосудов, особенно крупных, приводит к потере крови, которая может вызвать летальный исход. Поэтому быстрое прекращение потери крови может спасти жизнь многим раненым. Фокусированный ультразвук умеренной интенсивности совершенно стерильно быстро «заваривает» поврежденный сосуд и останавливает потерю крови.

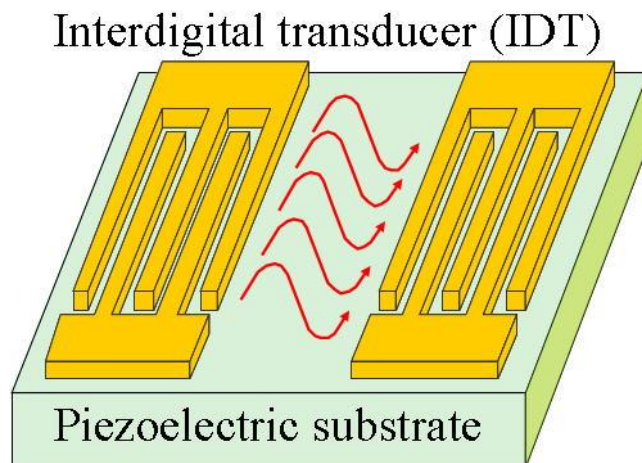


Рис. 5. Принцип возбуждения и приема гигагерцовых волн встречно-штыревыми преобразователями на поверхности пьезокристалла.

Гиперзвуковые волны, как мы уже упоминали выше, применяются, в основном в акустоэлектронных устройствах обработки радиосигналов, хотя в последнее время область их применения расширяется. На рис. 5 показан принцип возбуждения и приема

гигагерцовых волн встречно-штыревыми преобразователями на поверхности кристалла. На один из встречно-штыревых преобразователей подается знакопеременный СВЧ радиосигнал. Соседние штыри преобразователя имеют потенциалы разных знаков, что в силу пьезоэффекта приводит к деформации поверхности кристалла, в кристалле возбуждается упругая волна. Эта волна бежит по поверхности кристалла к приемнику. На приемнике происходит обратная процедура. Волна, деформируя поверхность кристалла, наводит знакопеременные потенциалы, которые наводятся на встречно-штыревые преобразователи приемника. С них считывается СВЧ сигнал акустической волны. Акусто-электронные устройства на поверхностных акустических волнах оказываются сейчас наиболее перспективными для обработки сигналов в диапазоне частот от 20 МГц до 2500 МГц. Длина волны гигагерцового диапазона акустических волн может быть несколько микрон. Акустические устройства, использующие столь короткие волны будут чувствительны к неоднородностям или загрязнениям уже на молекулярном уровне.

2. ГДЕ ПРЕДЕЛЫ ЗВУКА?

Мы выяснили, что инфразвук применяется, в основном, при мониторинге природных сред, с помощью ультразвука выполняются технологические операции в металлах, расширяются медицинские приложения ультразвука в биологических тканях, гиперзвук практически органичен применением в твердых кристаллах. Это связано с особенностями затухания акустических волн в той или иной среде. Затухание волн может быть обусловлено разными факторами: это и рассеяние на неоднородностях и структуре среды, потеря энергии, связанная с вязкостью.

Здесь мы рассмотрим принципиальный процесс, обусловленный диффузионными процессами в акустической волне. Акустическая волна вызывает возмущения в среде. Состояние упругой сплошной среды характеризуется следующими основными параметрами: давление P , плотность ρ и температура T , и акустические возмущения приводят к возмущениям этих основных параметров, которые оказываются связанными между собой через уравнение состояния среды. Термодинамические процессы стремятся выровнять отклонения в параметрах среды от среднего. В этой связи возникает вопрос, что происходит быстрее – изменение фазы акустической волны, то есть изменение направления диффузионного процесса, либо выравнивание возмущений, то есть полное затухание волны.

Диффузионный процесс подчиняется уравнению диффузии. В одномерном случае, что типично для распространяющейся в направлении x волны, это уравнение для возмущения плотности имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = D \frac{\partial^2 \rho}{\partial x^2} \approx D \frac{\Delta \rho}{\lambda_c^2}.$$

Здесь коэффициент диффузии D определяется для газов длиной свободного пробега молекул среды l и тепловой скоростью молекул v_T , λ_c – длина диффузионной волны.

$$D = \frac{1}{3} l v_T$$

Согласно уравнению диффузии $\lambda_c \approx (D\tau)^{1/2} = (D/f)^{1/2}$,

Где, соответственно, τ и f – период и частота акустических колебаний.

Заметим, что длина акустической волны определяется соотношением $\lambda = c/f$. Она гораздо быстрее убывает с ростом частоты, чем длина диффузионной волны. Поэтому и соотношение между длинами акустической и диффузионной волны будет уменьшаться с ростом частоты

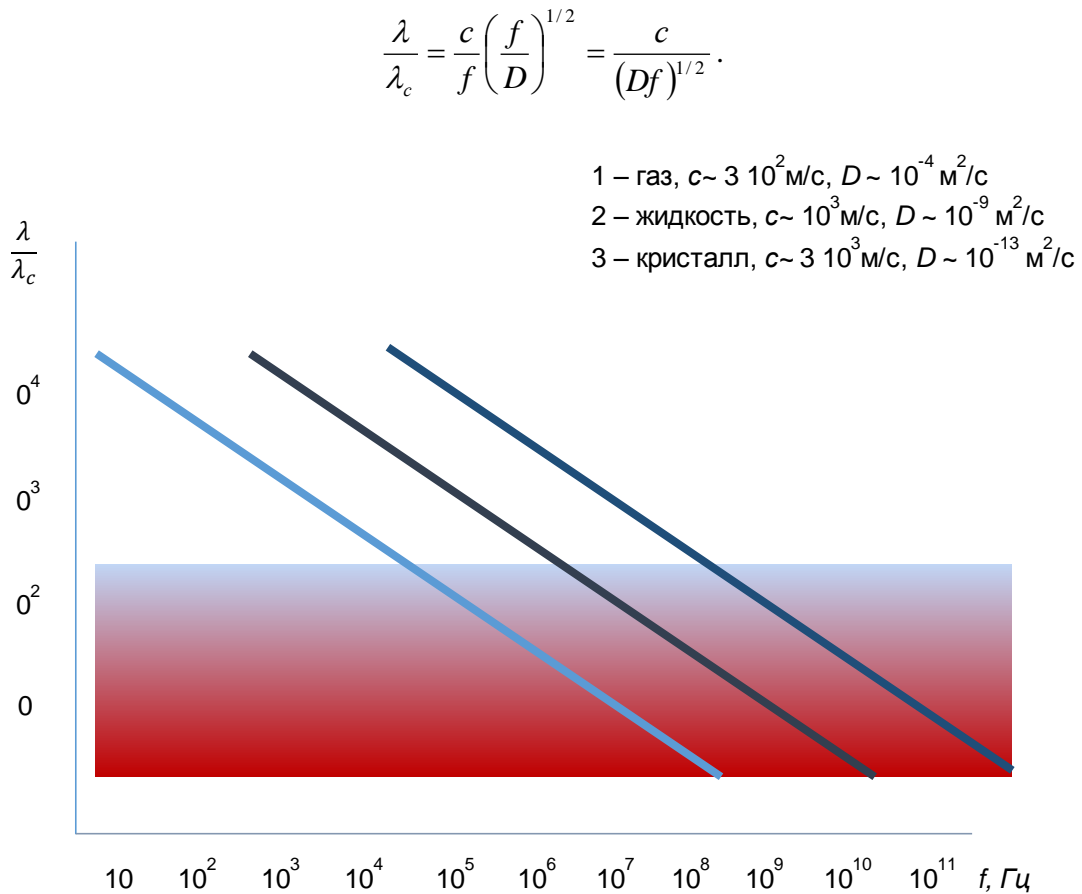


Рис. 6. Частотная зависимость соотношения между акустической и диффузионной длиной волны для трех сред.

На рис. 6 показана типичная частотная зависимость соотношения между акустической и диффузионной длиной волны для трех сред: газа, жидкости и твердого кристалла. Видно, что для инфразвука и звукового диапазона частот диффузионные процессы незначительны для акустических колебаний – акустические волны в этих диапазонах частот распространяются на большие расстояния (10^4 и более длин волн). В газе акустические волны ультразвукового диапазона частот практически не распространяются на сколько-нибудь заметные расстояния (не более 10-100 длин волн). Гиперзвуковые волны не распространяются ни в газе, ни в жидкости. Они бегут на 10 – 100 длин волн только в достаточно чистых твердых кристаллах. Но, даже в кристаллах упругие возмущения с частотой 10 ГГц – 100 ГГц не могут распространяться в нормальных условиях. Длина волны становится соизмеримой с масштабом кристаллической структуры и диффузионные процессы в кристалле выравнивают упругие возмущения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, рассмотрев роль фундаментального физического явления -термодинамической диффузии в процессе распространения акустических волн, мы приходим к выводам, которые указывают на границы применимости акустических волн для решения разных задач в соответствующих условиях. Этот простой анализ показывает место наиболее эффективного применения звуковых волн разных частотных диапазонов. Инфразвук применяется для мониторинга природных сред на больших дистанциях, ультразвук эффективен в жидкости и твердых телах, сверхкороткие гиперзвуковые волны применяют в твердых кристаллах

Возмущения в упругой среде могут иметь и более высокие частоты, чем 10 ГГц, например, фоновый шум, но такие возмущения не распространяются, их не следует относить к волновому процессу. Таким образом, у звука есть вполне определенный предел, за которым звуковые волны становятся невозможными.

ДОКЛАДЫ

АКУСТИЧЕСКИЙ ИМПЕДАНС КРУГЛОГО ОТВЕРСТИЯ ПРИ НАЛИЧИИ СКОЛЬЗЯЩЕГО ПОТОКА

Д.И. Бейсенбаева, А.И. Комкин, М.А. Миронов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

105005 Москва, ул. 2-я Бауманская, 5

E-mail: akomkin@mail.ru

В работе представлен обзор результатов исследований акустического импеданса отверстий при наличии скользящего воздушного потока. Проанализированы эмпирические модели импеданса отверстий, учитывающие скользящий поток, и существующие методики измерения акустического импеданса отверстий и созданные с этой целью экспериментальные установки. Рассмотрен более простой способ измерения акустического импеданса отверстия со скользящим потоком. Приведена схема разработанной измерительной установки и ее общий вид.

Ключевые слова: перегородка, отверстие, импеданс, скользящий поток, скорость потока, импедансная труба, измерение.

ВВЕДЕНИЕ

Перфорированные элементы широко используются в глушителях для впускных и выпускных систем различных энергетических установок. Как правило, перфорированные элементы подвергаются воздействию скользящего потока среды и, как известно, этот поток может существенно влиять на акустический импеданс отверстий перфорации. Точное знание акустического импеданса наличие перфорации имеет важное значение при прогнозировании акустического эффекта производительность всего перфорированного элемента в глушителе система.

1. ОБЗОР ПРОБЛЕМЫ

Акустический импеданс перфорации без потока не определяется соотношением между акустическим давлением и скоростью частиц внутри перфорации, которая описывается с помощью понятия добавочной массы в отверстии. Рэлея [1] предположил модель, в которой частицы воздуха колеблются в унисон, как несжимаемый воздушный поршень, возбуждаемый падающей волной, когда толщина перфорации меньше ее длины волны. При определении кинетической энергии воздушного поршня, было введено понятие концевой корректирующей длины. Крэндэлл [2] выразил импеданс отверстия через волновое число и длину вязкой волны Стокса. Сивиан [3] вывел формулу реактивного импеданса отверстия исходя из модели Рэлея, а также уточнил формулу удельного сопротивления отверстия, классифицировав физические условия на режимы Пуазейля и Гельмгольца. Предполагалось, что потери энергии от теплопроводности ничтожны по сравнению с вязкими потерями, которые выражались с помощью поверхностного сопротивления. Ингард [4] вывел формулу сопротивления отверстия, используя толщину вязкого пограничного слоя. Было высказано предположение, что акустическое сопротивление отверстия возникает из двух механизмов вязких потерь: один внутренний, связан с вязкими потерями в самом отверстии, а другой внешний. Внешние потери описывались в терминах вязкой корректирующей длины отверстия. Меллинг [5] включил в теоретическую модель эффект взаимодействия соседних отверстий. Влияние взаимодействия отверстий на импеданс было дано в зависимости от расстояния между отвер-

ствиями. Салливан и Крокер [6] измерили импеданс перфорированных элементов в концентрическом трубчатом резонаторе и затем модифицировали теоретическую модель Меллинг [5] для отверстий с различными диаметрами и толщинами. Все вышеперечисленные исследования по импедансу отверстий при отсутствии постоянного потока в рассматриваемой среде.

Моделированию акустического импеданса отверстий при наличии воздушного потока посвящено большое количество работ [7-22]. Следует отметить, что в этом случае строгое математическое моделирование механизмов, определяющих акустический импеданс существенно усложняется. По этой причине большинство существующих моделей импеданса с учетом эффекта потока эмпирические и, кроме того, большинство из них только для условий скользящего осредненного потока. Гарнизон [7] предложил эмпирическую модель сопротивления при наличии скользящего среднего потока, в которой формула импеданса требует тангенциального числа Маха скользящего потока над отверстием. Ронненбергер [8] измерял акустическое сопротивление перфорации при наличии скользящего потока варьируемым по числу Струхала. Однако, параметрическое исследование было неполным из-за использования недостаточного количества перфорированных элементов. Бауэр [9] рассмотрел, как скользящий, так и поперечный поток для перфорации с объемными элементами с ее тыльной стороны и предложил для этого эмпирическую модель. В реактивной составляющей импеданса не учитывалось влияние потока, а пористость отверстий включалась и активную и реактивную составляющие импеданса, принимая таким образом во внимание эффект взаимодействия отверстий. Салливан [10] модифицировал импедансную модель без потока в новую, учитывая скорость сквозного потока в сопротивлении, основываясь на импеданс модели Гаррисона [7]. Джаяраман и Ям [11] модифицировали модель импеданса без потока Салливана и Крокера [6], используя число Маха скользящего потока. Эффект скользящего потока рассматривался только в модели сопротивления. Кой и Сарин [12] провели экспериментальные исследования, чтобы найти изменение импеданса резонаторных решеток для различных профилей скорости пограничного слоя условиях скользящего потока. Полное сопротивление отверстия выражали как функцию обратного числа Струхала, связанного с диаметром или толщиной отверстия. Гольдман и Чанг [13] изучили влияние пограничного слоя на стенке проточного канала на акустический импеданс отверстия. Рао и Мунджал [14] предложили эмпирическую модель акустического импеданса отверстия. Были проведены измерения акустического импеданса перфорированных труб с различными геометрическими параметрами и параметрами потока. Диапазон изменения этих параметров соответствовал параметрам для типичных автомобильных глушителей выхлопных газов. Влияние потока в модели реактивной составляющей импеданса не рассматривалось. Каммингс [15] измерил акустический импеданс некоторых типов перфорации и выразил полученные результаты в терминах сопротивления потоку и коэффициента концевой коррекции. Кирби и Каммингс [16] измерили импеданс перфорации с пористой вставкой в полости и без нее.

2. ИЗМЕРЕНИЕ АКУСТИЧЕСКОГО ИМПЕДАНСА ОТВЕРСТИЙ НА БОКОВОЙ СТЕНКЕ КАНАЛА

Акустическое сопротивление перфорированных элементов как отношение разности давлений между передней и задней стороной перфорированных элементов к скорости частиц внутри перфорированных элементов в виде

$$Z = \frac{p_f - p_r}{u}, \quad (1)$$

где Z - акустический импеданс, p_f - звуковое давление с передней стороны перфорации, p_r - это звуковое давление с задней стороны перфорации, а u' - усредненная скорость частиц в отверстии перфорации.

Типичная схема экспериментальной установки для измерения акустического импеданса отверстия перфорации представлена на рис. 1.

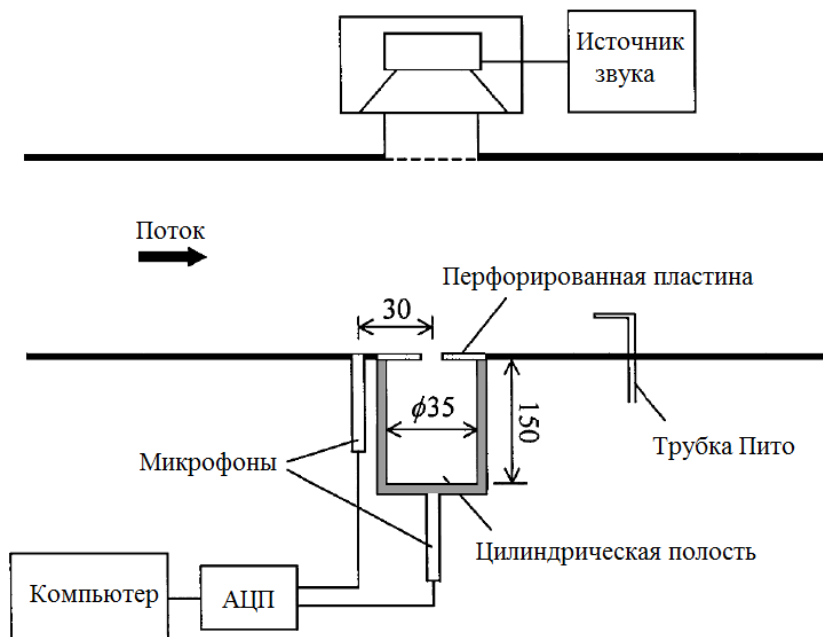


Рис.1. Схема экспериментальной установки: 1-импедансная труба; 2-источник звука (динамик); 3- исследуемая пластина с отверстием; 4- измерительные микрофоны; 5- скользящий поток воздуха; 6, 7 – соответственно падающая и отраженная звуковые волны.

В такой установке скорость потока измеряется трубкой Пито. Микрофон устанавливаемый за под лицо с внутренней поверхностью канала фиксирует звуковое давление перед отверстием перфорации. Звуковое давление, измеряемое вторым микрофоном в полости с известными размерами полости может быть пересчитано в звуковое давление за отверстием перфорации. Пересчетом может быть получено и значение колебательной скорости в отверстии [19]. Наряду с этим использует и прямое измерение скорости в отверстии с помощью термоанемометра [8]. Кроме того, в такого рода измерительных схемах имеют место вариации по местам установки измерительных микрофонов, а также размещения источника звука.

3. ЭМПИРИЧЕСКИЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ АКУСТИЧЕСКОГО ИМПЕДАНСА ОТВЕРСТИЙ НА БОКОВОЙ СТЕНКЕ КАНАЛА

Некоторые из перечисленных выше элементов в практических системах с глушителями. Гарниссон [7] предложил следующую эмпирическую модель, учитывающая влияние скользящего потока:

$$Z = (1 + 1.9M)R_0 + j(1 - 1.65M)I_0, \quad (2)$$

где R_0 и I_0 - сопротивление и реактанс соответственно, при отсутствии осредненного потока. M - это число Маха скользящего осредненного потока.

Бауэр [9] предложил эмпирическую модель импеданса, содержащую влияние поперечной скорости потока, которая выглядит следующим образом:

$$Z_n = \left[\left(\frac{\sqrt{8\mu\rho_0\omega}}{\rho_0 c_0 \sigma} \right) \left(1 + \frac{t}{d} \right) + \frac{0.3M}{\sigma} + \frac{1.15(\overline{U_0}/c_0)}{\sigma} \right] + j \left[\frac{k(t+0.25d)}{\sigma} \right]. \quad (3)$$

Здесь $\rho_0 c_0$ - характеристический импеданс среды, в котором r_0 и c_0 - плотность и скорость звука, соответственно. Z_n - нормализованный акустический импеданс, который делится на $r_0 c_0$, $\overline{U_0}$ - поперечная скорость потока через перфорировать, μ - коэффициент вязкости среды, σ - пористость перфорации, d - диаметр отверстия, t - толщина отверстия, ω - круговая частота, а k - волновое число.

Салливан [10] модифицировал свою импедансную модель для условия нулевого потока [6], включив эффект потока путем ссылки на эмпирическая модель Гаррисона [7]. При этом скорость поперечного потока была использована только для модели сопротивления, в то время как реактанс, который уменьшается с увеличением скорости потока, был принят таким же, как и для условия отсутствия потока:

$$Z_n = \left[2.57\overline{U_0}/c_0 + jk(t+0.75d) \right] / \sigma. \quad (4)$$

Джаяраман и Ям [11] модифицировали импедансную модель Салливана,⁷ в которой скорость скользящего потока была весомой только на модели сопротивления:

$$Z_n = (0.514dM/t\sigma + j4.8 \times 10^{-5} f) / \sigma. \quad (5)$$

где f - циклическая частота.

Рао и Мунджал [14] определили акустический импеданс используя метод импедансной трубы и предложив следующую эмпирическую модель, учитывающую все существенные параметры, такие как диаметр и толщина перфорации, пористость и скользящую среднюю скорость потока. Эффект потока учитывался только в модели сопротивления. Нормированный акустический импеданс отверстия в перфорированной трубе был эмпирически задан в виде

$$Z_n = \left[7.337 \cdot 10^{-3} (1 + 72.23M) \right] / \sigma + j \left[2.2245 \cdot 10^{-5} \cdot f (1 + 51t) (1 + 204d) \right] / \sigma. \quad (6)$$

Допустимые диапазоны входных данных были таковы: $0.05 \leq M \leq 0.2$, $0.03 \leq \sigma \leq 0.1$, $1 \leq t \leq 3$ мм, $1.75 \leq d \leq 7$ мм.

Аналогичным образом аппроксимацию результатов измерений акустического импеданса отверстия эмпирическими формулами осуществили Ли и Их [19]. Действительная и мнимая части импеданса являются функциями пористости перфорации, диаметра и толщины ее отверстий, а также частоты и числа Маха для скользящего потока.

Другой подход к моделированию акустического импеданса на стенке канала основан на введении в рассмотрение так называемой скорости трения u_τ , которая для канала с потоком описывается выражением:

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho_0}, \quad (7)$$

где τ_w - напряжение сдвига на стенке канала, определяемое из средней скорости скользящего потока U_g и коэффициента трения Дарси λ_D как

$$\tau_w = \rho_0 U_g^2 \lambda_D / 8. \quad (8)$$

Значение коэффициента λ_D зависит в свою очередь от числа Рейнольдса Re для рассматриваемого канала с потоком. При ламинарном режиме коэффициент Дарси не

зависит от шероховатости и определяется формулой Пуазейля: $\lambda_D = 64/\text{Re}$. При турбулентном режиме для гладких труб используется формула Блазиуса: $\lambda_D = 0,316/\text{Re}^{1/4}$, ($10^4 < \text{Re} < 10^5$).

Заметим также, что в этом случае при описания импеданса отверстия эмпирическими формулами скорость трения u_τ обезразмеривают, приводя к виду:

$$\bar{u}_\tau = u_\tau / (fd). \quad (9)$$

Такой подход восходит, по видимому, к Кои и Сарин [11]. При этом они предложили акустический импеданс отверстия определять эмпирически через сопротивление потоку и отношение концевых поправок. Сопротивление потоку обозначает изменение сопротивления, вызванного потоком, что на самом деле означает разницу между измеренным сопротивлением и вязкостными потерями в отверстии. Отношение концевых поправок подразумевает отношение корректирующих длин при наличии и отсутствии скользящего потока.

Каммингс [15] модифицировал эмпирическую импедансную модель Кои и Сарина [11], представив ее в виде:

$$R_f c_0 / fd = (12.52(t/d)^{-0.32} - 2.44) \bar{u}_\tau - 3.2; \quad (10)$$

$$\delta / \delta_0 = 1, \quad (\bar{u}_\tau \leq 0.12); \quad (11)$$

$$\delta / \delta_0 = (1 + 0.6t/d) \exp[-(\bar{u}_\tau d/t - 0.12d/t) / (0.25 + t/d)] - 0.6t/d, \quad (\bar{u}_\tau > 0.12). \quad (12)$$

Здесь R_f обозначает усредненное по площади сопротивление потоку одиночного отверстия, которое можно получить через пористость с вызванным потоком изменением сопротивления целого перфорированного образца, δ является корректирующей длиной при наличии скользящего потока, а δ_0 — это корректирующая длина при отсутствии скользящего потока.

Познее Кирби и Каммингс [16] измерили акустический импеданс перфорации с пористой подложкой и без нее. Эмпирическая импедансная модель перфорации без пористой подложки была представлена как

$$R_f c_0 / fd = (26.16(t/d)^{-0.17} - 20) \bar{u}_\tau - 4.06; \quad (13)$$

$$\delta / \delta_0 = 1, \quad (\bar{u}_\tau \leq 0.18); \quad (14)$$

$$\delta / \delta_0 = (1 + 0.6t/d) \exp[-(\bar{u}_\tau d/t - 0.18d/t) / (1.8 + t/d)] - 0.6t/d, \quad (\bar{u}_\tau > 0.18). \quad (15)$$

В вышеупомянутых моделях, рассматривающих турбулентные эффекты, нормированное акустическое сопротивление R_n состоит из эффекта вязких потерь R_0 в отверстии и сопротивление потоку R_f следующим образом:

$$R_n = R_f + R_0. \quad (16)$$

Вязкие потери определяются как

$$R_0 = \frac{\sqrt{8\nu\omega}}{c_0} \frac{t}{d}. \quad (17)$$

где ν - кинематическая вязкость. Нормализованный акустический реактанс I_n может быть получен из отношения концевых поправок δ_0/δ_0 по следующему соотношению в предположении что длина концевой поправки без потока примерно равна $0,85d$:

$$I_n = k \left[t + \frac{\delta}{\delta_0} (0.85d) \right]. \quad (18)$$

Дикки и Селамет [18], используя аналогичный подход, получили более простые аппроксимирующие формулы для импеданса отверстий. Так безразмерное сопротивление отверстия представлено как:

$$R/(\rho\omega d) = 9.57\bar{u}_\tau - 0.32, \quad \bar{u}_\tau \geq 0.05. \quad (19)$$

Мнимая часть импеданса описывалась ими через безразмерную эквивалентную длину отверстия $\bar{l}_{eq} = l_{eq}/l_{eq0}$, где l_{eq} и l_{eq0} – эквивалентные длины отверстий соответственно с потоком и без потока. При этом эта величина была представлена в виде:

$$\bar{l}_{eq} = 1, \quad (\bar{u}_\tau \leq 0.03); \quad (20)$$

$$\bar{l}_{eq} = 0.58 + 0.42 \exp[-23.6(\bar{u}_\tau - 0.03)], \quad (\bar{u}_\tau > 0.03). \quad (21)$$

Как видно из представленных данных полученные разными авторами аппроксимационные выражения для импеданса отверстия могут существенно отличаться.

Основное отличие представленных моделей импеданса отверстия в том, что параметры, которые включались в различных формулах импеданса в более ранних моделях, например, в [7, 9, 10, 19], безусловно отличаются от параметров в более поздних моделях [12, 15, 16, 18]. Основная конечная цель такого рода исследований состоит в интегрировании обеих типов в единый формат, чтобы результирующая модель импеданса могла легко использоваться в практических ситуациях, например, для системы глушения выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания.

Таким образом, существуют много аналитических и эмпирических импедансные модели отверстия. Однако прогнозируемые ими акустические характеристики отверстий зачастую показывают большое расхождение с измеренными результатами. В данной работе, с целью получения более достоверных результатов оценки акустического импеданса отверстий при наличии скользящего потока был предложен более простой подход к измерению этой характеристики и реализующая его экспериментальная установка. При проведении исследований должны учитываться такие параметры как диаметр отверстия, отверстия толщина, коэффициент перфорации, средняя скорость потока и частота звука.

4. РАЗРАБОТАННАЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Схема экспериментальной установки представлена на рис.2. В импедансной трубе 1 звуковое поле возбуждается источником звука 2, в качестве которого выступает динамик. С другой стороны трубы размещается исследуемый образец – пластина с отверстием 3. С наружной стороны пластина обтекается скользящим воздушным потоком 4. В импедансной трубе размещается система из двух конденсаторных микрофонов 5, с помощью которых выделяются амплитуды звуковых волн падающей на пластину 6 и отраженной от нее 7. Зная эти величины, определяют коэффициент отражения R , а затем акустический импеданс пластины Z и импеданс самого отверстия Z_0 . В экспериментальной установке имеется возможность с помощью трубки Пито измерять скорость скользящего потока и на этой основе получать искомую зависимость импеданса отверстия от скорости скользящего потока.

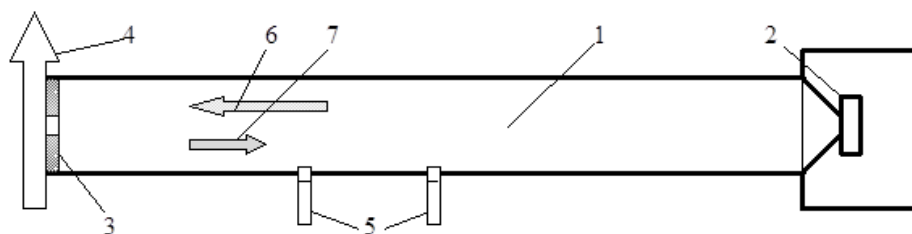


Рис.2. Схема экспериментальной установки: 1-импедансная труба; 2-источник звука (динамик); 3- исследуемая пластина с отверстием; 4- измерительные микрофоны; 5- скользящий поток воздуха; 6, 7 – соответственно падающая и отраженная звуковые волны.

Для проведения измерений была создана экспериментальная установка, представленная на рис. 3. В нее входит импедансная труба с внутренним диаметром $d = 99$ мм. На одном конце импедансной трубы устанавливается исследуемая пластина с отверстием диаметром d_0 , на другом - динамик мощностью 450 Вт. Входной сигнал для динамика формировался генератором сигналов. При этом применялся узкополосный ЛЧМ-сигнал с шириной полосы 10 Гц, который подавалась на динамик через усилитель мощности. Амплитуда ЛЧМ-сигнала варьировалась, так что уровни звукового давления в импедансной трубе могли изменяться в широком диапазоне. Наряду с этим исследуемая пластина может обдуваться скользящим потоком воздуха, который подавался через щелевую насадку от бытового пылесоса. Скорость воздушного потока могла регулироваться в диапазоне от 5 м/с до 50 м/с. Звуковое давление в импедансной трубе измеряется парой 1/4 – дюймовых конденсаторных микрофонов. Сигналы с микрофонов проходя через усилитель сигналов подвергались затем спектральному анализу. Далее полученные спектры обрабатывались в компьютере по методу передаточных функций [23, 24] с целью получения характеристик звукового давления непосредственно у перегородки с отверстием. Одновременно с акустическими измерениями и обработкой осуществляется измерение с помощью трубки Пито [25] колебательной скорости в отверстии перегородки и ее окрестности вдоль продольной оси симметрии.

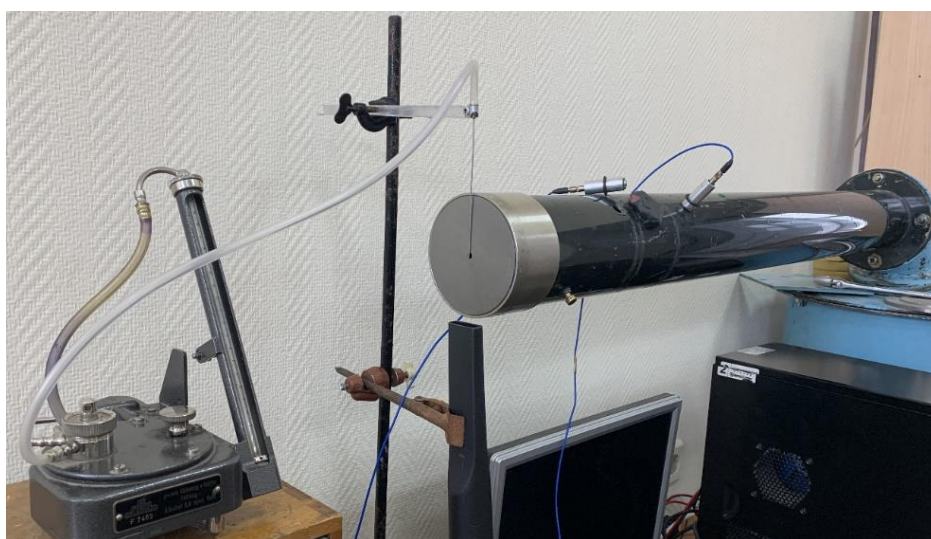


Рис. 3. Общий вид экспериментальной установки

Описанная выше экспериментальная установка была отлажена и готова к проведению измерений. Но к сожалению наступившее время пандемии не позволило их осуществить. Но они будут проведены, как только появится возможность проводить экспериментальные исследования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенный обзор исследований по оценке акустического импеданса с потоком отверстий позволил установить, что данная проблема является весьма актуальной и ей посвящено большое количество работ. Предложено большое количество эмпирических формул, описывающих акустический импеданс отверстия, полученных по результатам экспериментальных исследований. Не всегда эти формулы приводят к одинаковым результатам и зачастую не соответствуют результатам теории. Отчасти это может быть обусловлено тем, что измерения проводились в ограниченном диапазоне изменений параметров отверстий и не могут быть распространены на более широкий диапазон их изменений. Отчасти это связано с погрешностями измерений, присущих используемой схеме и методике измерений. В данной работе рассматривается более простая схема измерений, которая позволит повысить достоверность получаемых результатов. Была создана экспериментальная установка, реализующая эту схему измерений проведена ее наладка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стретт Дж. В. (Лорд Рэлей). Теория звука: в 2-х т.: Пер с англ. М.: ГИТТЛ, 1955. Т.2. 476 с
2. Крендалл И.Б. Акустика: Пер. с англ. М.: Комкнига, 2007. 168 с.
3. Sivian L. J. Acoustic impedance of small orifices // J. Acoust. Soc. Am. 1935. V. 7, N 3. P 94–101.
4. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // J. Acoust. Soc. Am. 1953. V. 25, № 6. P. 1037–1061.
5. Melling H. The acoustic impedance of perforates at medium and high sound pressure levels // J. Sound Vib. 1973. V.29. N 1. P. 1–65.
6. Sullivan J.W., Crocker M.J. Analysis of concentric-tube resonator having unpartitioned cavities // J. Acoust. Soc. Am. 1978. V. 64, N 2. P. 207–215.
7. Garrison G. D. Suppression of combustion oscillations with mechanical damping devices // Pratt and Whitney Aircraft Rep. PWA FR3299. 1969.
8. Ronneberger D. The acoustic impedance of holes in the wall of flow ducts // J. Sound Vib. 1972. V.24. P. 133–150.
9. Bauer A. B. Impedance theory and measurements on porous acoustic liners // J. Aircr. 1977. V.14. P. 720–728.
10. Sullivan J. W. A method for modeling perforated tube muffler components. II. Application // J. Acoust. Soc. Am. 1979. V.66. N 3. P. 779–788.
11. Jayaraman K., Yam K. Decoupling approach to modeling perforated tube muffler components // J. Acoust. Soc. Am. 1981. V. 69. N.2. P. 390–396.
12. Kooi J. W., Sarin S. L. An experimental study of the acoustic impedance of Helmholtz resonator arrays under a turbulent boundary layer // AIAA Pap. 81–1998.1981.
13. Goldman A., Chung C. H. Impedance of an orifice under a turbulent boundary layer with pressure gradient // J. Acoust. Soc. Am. 1982. V. 71. N. 2. P. 573–579.
14. Rao K. N., Munjal M. L. Experimental evaluation of impedance of perforate with grazing flow // J. Sound Vib. 1986. V.108. N 2. P. 283–295.
15. Cummings A. The effects of grazing turbulent pipe-flow on the impedance of an orifice // Acustica. 1986. V.61. N 1. P. 233–242.
16. Kirby B., Cummings A. The impedance of perforated plates subjected to grazing gas flow and backed by porous media // J. Sound Vib. 1998. V.217. N.4. P. 619–636.
17. Jing X., Sun X., Wu J., Meng, K. Effect of grazing flow on the acoustic impedance of an orifice // AIAA Journal. 2001, V. 39. P. 1478–1484.
18. N.S. Dickey, A. Selamet, An experimental study of the impedance of perforated plates with grazing flow // J. Acoust. Soc. Am. 2001. V. 110. N. 5. P. 2360–2370.

19. Lee S-Y., Ih J-G. Empirical model of the acoustic impedance of a circular orifice in grazing mean flow // J. Acoust. Soc. Am. 2003. V. 114. N. 1. P. 98–113.
20. Peat K.S., Ih J-G., Lee S-H. The acoustic impedance of a circular orifice in grazing mean flow: comparison with theory // J. Acoust. Soc. Am. 2003. V. 114. N. 6. P. 3076–3086.
21. Kooijmana G., Hirschberg A., Golliard J. Acoustical response of orifices under grazing flow: Effect of boundary layer profile and edge geometry // J. Sound Vib. 2008. V.315. N.4. P. 849–874.
22. Meng Y., Xin B., Jing X., Sun X., Bodén H., Åbom M. Semi-empirical impedance model of perforated plate under grazing flow // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. 23 May 2019, Delft, The Netherlands. 23 p.
23. Komkin A.I. Methods of measuring the acoustic characteristics of sound-absorbing materials // Measurement Techniques. 2003. V. 46. № 3. P. 290–295.
24. Komkin A.I., Bykov A.I., Mironov M.A. Inertial attached length of an orifice at high sound pressure levels // Acoustical Physics. 2018. v. 64. № 3. P. 287–292.
25. Bykov A., Komkin A., Moskolenko V. Measurements of acoustic flow parameters in the orifice on non-linear regimes // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. 589. 012015.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА С ТРЕБУЕМЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

А.И. Быков, А.И. Комкин

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

E-mail: alecksbykov@mail.ru

Рассмотрена методика расчетного проектирования резонатора Гельмгольца в канале на основе перехода к безразмерным параметрам, которые определяются с привязкой к поперечному размеру канала. Проанализировано акустическое сопротивление резонатора Гельмгольца. Описано применение данного подхода для частного случая резонатора с коротким горлом и для общего случая при линейном режиме работы резонатора.

Ключевые слова: канал, резонатор Гельмгольца, параметры, собственная частота, присоединенная длина, ширина полосы заглушения.

ВВЕДЕНИЕ

Резонатор Гельмгольца относится к основным и одним из наиболее распространенных элементов в системах снижения шума различного рода машин и оборудования [1-4]. Расчету резонатора Гельмгольца посвящено достаточно большое количество публикаций [5-22], в которых рассматриваются различные аспекты этой проблемы. Главным образом к ним относятся оценка резонансной частоты такого резонатора, анализ влияния на акустические характеристики резонатора особенностей его конфигурации.

Повысить акустическую эффективность резонатора Гельмгольца можно правильным подбором его геометрических параметров. Детальное рассмотрение этого вопроса применительно к изолированному резонатору и резонатору в безграничной стенке проведено Ингардом в его фундаментальной работе [5]. С практической точки зрения целесообразно распространить подход Ингарда для случая резонатора Гельмгольца, размещенного на стенке канала. При этом в такой системе к трем параметрам, характеризующим сам резонатор, добавляется еще один, определяющий поперечные размеры канала. Рассмотрение этой задачи было начато в [16, 17]. В [18] получены решения для случая, когда длиной горла резонатора можно пренебречь. Настоящая работа является продолжением исследований в данном направлении с целью распространения полученных результатов на общий случай.

1. АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА

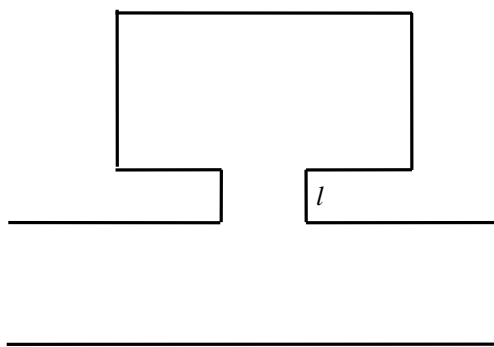


Рис. 1. Резонатор Гельмгольца на боковой стенке канала

Рассмотрим прямой канал (рис. 1) с абсолютно жесткими стенками и площадью поперечного сечения S , на боковой поверхности которого размещается резонатор Гельмгольца. Будем рассматривать простейшую модель резонатора Гельмгольца, в которой жесткая замкнутая поверхность резонатора, характеризующаяся только объемом V , соединяется с каналом через горло с площадью поперечного сечения S_0 и длиной l . При этом полагается, что размеры резонатора много меньше рассматриваемых длин волн. Будем считать канал узким, так что в нем могут распространяться только плоские звуковые волны.

Собственная частота резонатора Гельмгольца f_0 определяется, как [16]:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_0}{l_e V}}, \quad (1)$$

где c – скорость звука; V – объем резонатора, S_0 – площадь поперечного сечения горла резонатора (для круглого горла диаметром d_0 , $S_0 = \pi d_0^2/4$); l_e – эффективная длина горла резонатора, $l_e = l + l_a$; l – действительной длины горла резонатора; l_a – присоединенная длина, определяемая перераспределением звуковой энергии на возникающие по обеим сторонам горла резонатора затухающие высшие моды колебаний; $l_a = l_{aV} + l_{aS}$; l_{aV} – внутренняя присоединенная длина горла (со стороны полости); l_{aS} – наружная присоединенная длина горла (со стороны канала).

Присоединенная длина горла l_a существенным образом зависит от геометрической конфигурации системы резонатор-канал. Для определенности положим, что характерный поперечный размер горла резонатора (для круглого горла его диаметр) равен d_0 а полость резонатора образована кубом со стороной L , так что его объем $V = L^3$. Если ввести в рассмотрение безразмерный параметр $g_V = d_0/L$, то присоединенная длина l_{aV} для не слишком больших значений g_V (меньших 0.5) может быть с достаточной для практики точностью описана аппроксимирующей зависимостью [19]:

$$l_{aV} = (0.815 - 1.09g_V)d_0/2. \quad (2)$$

Также для определенности положим, что канал имеет квадратное сечение со стороной b , так что его площадь $S = b^2$. Тогда, если ввести в рассмотрение еще один безразмерный параметр $g = d_0/b$, то присоединенная длина l_{aS} для не слишком больших значений g (меньших 0.5) может быть с достаточной для практики точностью описана аппроксимирующей зависимостью [16]:

$$l_{aS} = (0.815 - 0.625g)d_0/2. \quad (3)$$

Тогда общая присоединенная длина горла l_a запишется в виде:

$$l_a = (0.815 - 0.546g_V - 0.313g)d_0 = (\alpha - \beta_V g_V - \beta_S g)d_0. \quad (4)$$

Если ввести обозначение $\bar{L} = L/b$, то последнее выражение может быть представлено в виде

$$l_a = [\alpha - (\beta_S + \beta_V/\bar{L})g]d_0. \quad (5)$$

Другой важной акустической характеристикой резонатора Гельмгольца являются потери передачи [16]:

$$TL = 10 \lg \left[1 + \frac{1 + 2R_s}{R_s^2 + [Q(\Omega - 1/\Omega)]^2} \right], \quad (6)$$

где R_s – приведенное сопротивление резонатора, $R_s = 2m\bar{R}_0$; $m = S/S_0$; $\bar{R}_0 = R_0/(\rho c)$ – безразмерное сопротивление резонатора [16], Ω – относительная частота, $\Omega = f/f_0$; Q – добротность рассматриваемой системы [16]

$$Q = 2m \sqrt{\frac{S_0 l_e}{V}}. \quad (7)$$

Как следует из (5.6), на резонансной частоте, при $\Omega=1$, потери передачи зависят только от приведенного сопротивления и достигают своего максимального значения:

$$TL_0 = 10 \lg \left[1 + (1 + 2R_s)/R_s^2 \right] = 20 \lg \left[1 + 1/R_s \right]. \quad (8)$$

Ширина полосы глушения резонатора Гельмгольца определяется из условия, что на граничных частотах этой полосы $\Omega_{1,2}$ потери передачи $TL = 3$ дБ. При этом само выражение под логарифмом в (5.6) будет равно 2. Это приводит к следующему уравнению для определения граничных частот:

$$Q^2 \left(\Omega_{1,2} - 1/\Omega_{1,2} \right)^2 = 1 + 2R_s - R_s^2. \quad (9)$$

Очевидно это уравнение имеет решение, когда его правая часть принимает положительные значения, т.е. когда $K^2 = 1 + 2R_s - R_s^2 > 0$. Это условие накладывает ограничение на значение приведенного сопротивления резонатора, имеющего вид:

$$R_s < 1 + \sqrt{2} \approx 2.4. \quad (10)$$

Решение уравнения (5.9) дает следующие выражения для граничных частот

$$\Omega_{1,2} = \mp \frac{K}{2Q} + \sqrt{\frac{K^2}{4Q^2} + 1}. \quad (11)$$

Отсюда находим относительную ширину резонансной кривой

$$\Delta\Omega = \Omega_2 - \Omega_1 = K/Q. \quad (12)$$

Очевидно, что с увеличением приведенного сопротивления параметр K снижается, а следовательно уменьшается и ширина полосы $\Delta\Omega$. С другой стороны, когда приведенное сопротивление $R_s \rightarrow 0$ параметр $K \rightarrow 1$. При этом относительная ширина резонансной кривой

$$\Delta\Omega = \frac{1}{Q} = \frac{1}{2S} \sqrt{\frac{VS_0}{l_e}}. \quad (13)$$

Таким образом ширина полосы $\Delta\Omega$ оказывается обратно пропорциональной добротности системы и зависит от всех четырех ее геометрических параметров.

Вместе с тем, если от относительно ширины полосы $\Delta\Omega$ перейти к абсолютной ширине полосы $\Delta f = f_0 \Delta\Omega$, то получим что

$$\Delta f = \frac{c}{4\pi} \frac{S_0}{Sl_e} \quad (14)$$

и в отличие от $\Delta\Omega$ уже не зависит от объема резонатора V .

2. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА

Отметим, что рассматриваемая систем резонатор Гельмгольца – канал характеризуется четырьмя геометрическими параметрами: к трем параметрам, характеризующим сам резонатор, (объем резонатора V , площадь горла S_0 и его длина l) добавляется еще один, определяющий поперечные размеры канала (его площадь S).

С другой стороны, в качестве исходных данных при расчетах обычно принимаются собственная частота резонатора f_0 и ширина резонансной кривой Δf , которые определяются геометрическими параметрами системы. С этой целью может быть также использовано значение потерь передачи рассматриваемой системы на собственной ча-

стоте резонатора TL_0 . В итоге можем получить систему трех связанных уравнений с четырьмя неизвестными, что не позволяет выбрать параметры резонатора однозначным образом и может приводить к решениям, далеким от оптимальных.

Для того чтобы устранить эту проблему представляется целесообразным осуществить переход к безразмерным величинам с привязкой к поперечному размеру канала b . С этой целью помимо ранее введенных безразмерных параметров g и g_V вводится в рассмотрение безразмерные собственная частота резонатора $\mu_0 = f_0 b/c$ и ширина полосы глушения $\Delta\mu = \Delta f b/c$, безразмерный объем полости резонатора $\bar{V} = V/b^3 = \bar{L}^3$, а также безразмерная эффективная длина горла $\bar{l}_e = l_e/d_0 = (l + l_a)/d_0$.

Такой подход позволяет формулы (1) и (14) переписать в виде:

$$\mu_0 = \frac{b}{2\pi} \sqrt{\frac{S_0}{l_e V}} = \sqrt{\frac{g}{16\pi \bar{l}_e \bar{V}}}; \quad (15)$$

$$\Delta\mu = \frac{bS_0}{4\pi S l_e} = \frac{g}{16\bar{l}_e}. \quad (16)$$

Выражения для безразмерной частоты (15) и относительной ширины полосы (16) связаны между собой, и эта связь имеет вид:

$$\Delta\mu = \frac{g}{16\bar{l}_e} = \pi \bar{V} \mu_0^2. \quad (17)$$

Уравнение (17) связывает акустические параметры рассматриваемой системы с ее геометрическими параметрами, так что его можно считать основным уравнением, описывающим систему резонатора Гельмгольца – канал.

Из (17) также следует также соотношение

$$\frac{\Delta\mu}{\mu_0^2} = \pi \bar{V}, \quad (18)$$

согласно которому отношение безразмерных ширины полосы к квадрату собственной частоты оказывается пропорциональным безразмерному объему резонатора.

Раскрывая в выражениях (15) и (16) безразмерную эффективную длину горла резонатора с учетом (5), приведем эти выражение к виду

$$\mu_0^2 = \frac{g}{16\pi [\bar{l} + \alpha - (\beta_s + \beta_v/\bar{L})g] \bar{L}^3}; \quad (19)$$

$$\Delta\mu = \frac{g}{16[\bar{l} + \alpha - (\beta_s + \beta_v/\bar{L})g]}. \quad (20)$$

Из (19) следует, что вначале, при малых значениях параметра g_s (диаметра d_0), квадрат собственной частоты μ_0^2 зависит линейно от этого параметра. С дальнейшим увеличением g_s присоединенная длина горла начинает заметно уменьшаться, что приводит к более интенсивному, чем при линейной зависимости, росту μ_0^2 . Аналогичная закономерность наблюдается и в зависимости между параметром g_s и шириной полосы $\Delta\mu$.

3. ПОДБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА С КОРОТКИМ ГОРЛОМ

Будем считать горло резонатора коротким при выполнении соотношения $\bar{l} \ll 1$, т.е. когда длина горла много меньше его диаметра. При этом уравнения (15) и (16) могут быть преобразованы к виду

$$g = \frac{16\pi\mu_0^2\alpha\bar{L}^3}{1 + 16\pi\mu_0^2(\beta_s\bar{L} + \beta_v)\bar{L}^2}; \quad (21)$$

$$g = \frac{16\Delta\mu\alpha}{1 + 16\Delta\mu(\beta_s + \beta_v/\bar{L})}. \quad (22)$$

Такое представление исходных уравнений позволяет связать между собой собственную частоту резонатора и ширину полосы глушения $\Delta\mu$, а также объем полости резонатора и параметры присоединенной длины горла резонатора, определяемые коэффициентами α и β , через безразмерный диаметр горла этого резонатора g . Номограммы построенные на основе (21) и (22) представленные на рис. 2, позволяют однозначно определиться с выбором геометрических параметров резонатора Гельмгольца с коротким горлом, исходя из требований к его акустическим характеристикам. Так, например, задавшись в качестве исходных данных собственной частотой резонатора и необходимой шириной полосы глушения, выбрав при этом диаметр горла резонатора, можно однозначно определить объем камеры резонатора; задавшись ограничениями по объему, собственной частотой и выбрав диаметр горла резонатора можно однозначно определить какая будет при этом ширина полосы глушения.

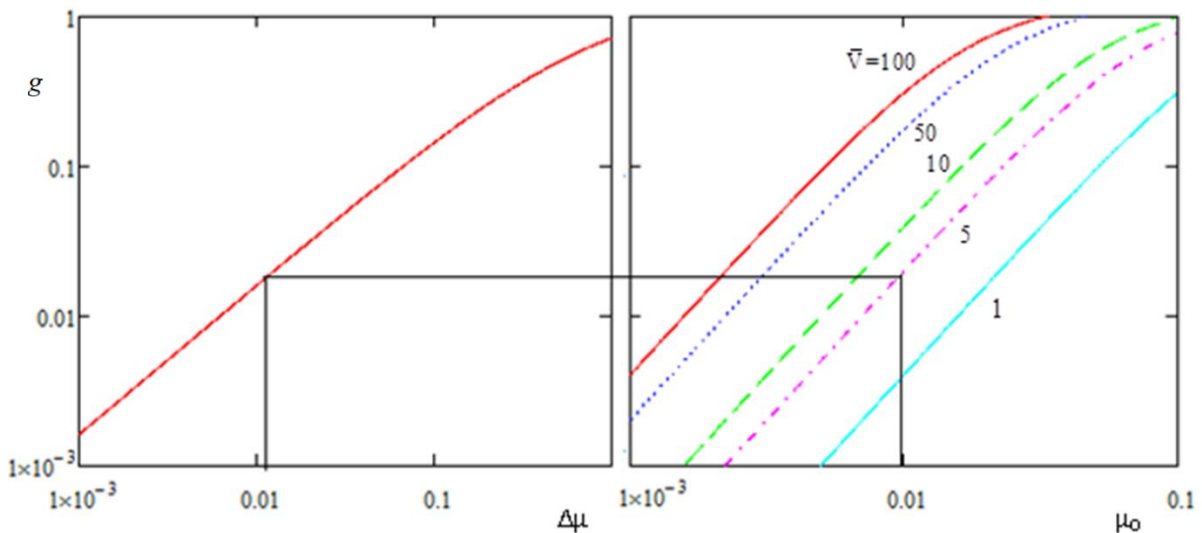


Рис. 2. Номограмма для определения параметров резонатора Гельмгольца с коротким горлом

Из представленных на рис. 2. графиков следует, что для повышения ширины полосы заглушения следует увеличивать значение параметра g , что означает по сути увеличение поперечного размера горла резонатора. С другой стороны, как следует из другого графика, большие значений g потребуют при заданной собственной частоте резонатора и большего объема резонатора.

Заметим также, что как следует из левого графика представленной номограммы на зависимость g от $\Delta\mu$ при больших значениях ($g > 0.3$) начинает оказывать влияние параметр $\bar{L} = L/b$. Однако, такие значения g обычно не реализуются на практике, и поэтому фактически этим влиянием можно пренебречь.

4. АКУСТИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА

К уравнениям (19) и (20) следует добавить еще и уравнение (8), которое определяет потери передачи системы на собственной частоте резонатора и которое для последующего рассмотрения может быть представлено в виде:

$$TL_0 = 20 \lg [1 + 1/(R_s)] = 20 \lg [1 + g^2 / (2\bar{R}_0)], \quad (23)$$

где $\bar{R}_0 = R_0/(\rho c)$ – безразмерное акустическое сопротивление резонатора.

Сопротивление резонатора, обусловленное потерями энергии звуковой волны при ее взаимодействии с резонатором можно разделить на два вида: линейное и нелинейное.

Остановимся вначале на линейном сопротивлении резонатора, которое обусловлены потерями в вязком и тепловом пограничных слоях на внутренних поверхностях резонатора. При этом вязкие потери помимо стенки горла и стенки резонатора в окрестности горла включают в себя также и потери на кромках горла резонатора.

Потери звуковой энергии в горле резонатора определяется безразмерным вязким сопротивлением, описывается выражением [20]

$$\bar{R}_{v0} = 2k\delta_v \bar{L} = F_0 \bar{L}, \quad (24)$$

которое при нормальных условиях окружающей среды приводится к виду:

$$\bar{R}_{v0} = 10^{-4} \sqrt{f_0 \bar{L}}. \quad (25)$$

Для учета вязких потерь на передней стенке, полости резонатора и на кромках горла необходимо ввести дополнительные коэффициенты пропорциональности N и E [20]. При этом общее вязкое сопротивление резонатора запишется в виде:

$$\bar{R}_v = F_0 (\bar{L} + N + E). \quad (26)$$

При небольших диаметрах горла, когда $g \leq 0.1$, как показано в [21], можно принять $N = 0.28$. Оценка коэффициента E является достаточно сложной задачей. Следуя [20], для горла малой длины при отсутствии влияния задней стенки полости резонатора коэффициент E можно принять равным 0.85. Заметим, что вязкие потери звуковой энергии на кромках горла не зависят от диаметра горла и при этом могут существенно изменяться от относительной длины этого горла. Для определения вязких потерь на кромках горла в зависимости от относительной длины горла резонатора рекомендуется использовать следующую аппроксимацию зависимости для коэффициента E :

$$E = 0.8\bar{L} + 0.7. \quad (27)$$

С учетом этого общие вязкие потери в резонаторе (26) запишутся в виде:

$$\bar{R}_v \approx F_0 (1.8\bar{L} + 1). \quad (28)$$

Что касается тепловых потерь, то они определяются безразмерным термическим сопротивлением, имеющим вид [20]:

$$\bar{R}_\chi = S_0 S_s \delta_\chi / (kV^2), \quad (29)$$

где S_s – площадь внутренней поверхности полости резонатора.

При это из (24) и (29) следует следующее соотношение между термическим и вязким и сопротивлениями:

$$\frac{\bar{R}_\chi}{\bar{R}_{v0}} = \frac{\delta_\chi}{\delta_v} \frac{S_0 S_s}{2k^2 V^2 \bar{l}}, \quad (30)$$

которое на собственной частоте резонатора, определяемой формулой (1), принимает вид

$$\frac{\bar{R}_\chi}{\bar{R}_{v0}} = \frac{\delta_\chi}{\delta_v} \frac{S_s l_e}{2V \bar{l}}. \quad (31)$$

Для рассматриваемой конфигурации системы резонатор Гельмгольца – канал с $S_s=6L^2$ и $V=L^3$. Учитывая также, что для отношение толщин погранслоев $\delta_\chi/\delta_v = \sqrt{\gamma}$, где $\gamma=1,4$ – показатель адиабаты, преобразуем формулу (5.31) к виду

$$\frac{\bar{R}_\chi}{\bar{R}_{v0}} = 3\sqrt{\gamma} \frac{g_v}{\bar{l}} (\bar{l} + \bar{l}_a). \quad (32)$$

Отсюда с учетом (24) получим следующее выражение для термического сопротивления

$$\bar{R}_\chi = 3.5 F_0 g_v (\bar{l} + \bar{l}_a). \quad (33)$$

Тогда общее безразмерное линейное сопротивление резонатора

$$\bar{R}_{0ln} = \bar{R}_v + \bar{R}_\chi \approx F_0 [(1.8 + 3.5 g_v) \bar{l} + 3.5 g_v \bar{l}_a + 1]. \quad (34)$$

Для резонатора с коротким горлом ($\bar{l} \ll 1$)

$$\bar{R}_{0lns} = F_0 [3.5 g_v \bar{l}_a + 1]. \quad (35)$$

Подставляя (35) в (23) получим зависимость потерь передачи на собственной частоте резонатора с коротким горлом от геометрических параметров системы.

Предложенный подход можно распространить и для случая работы рассматриваемой системы на режиме развитой нелинейности. В соответствии [22] с результатами главы 4 приведенное нелинейное сопротивление резонатора \tilde{R}_{0nl} аппроксимируется формулой

$$\tilde{R}_{0nl} = R_{0nl} / (\rho \sqrt{v\omega}) = 4.9 \cdot 10^{-3} \tilde{V}_0^2 + 140, \quad (36)$$

где \tilde{V}_0 – приведенная скорость в горле резонатора, $\tilde{V}_0 = V_0 / \sqrt{v\omega}$, удовлетворяющая условию $\tilde{V}_0 > 100$.

Переходя в (36) к безразмерному нелинейному сопротивлению, получим

$$\bar{R}_{0nl} = \frac{R_{0nl}}{\rho c} = \frac{\tilde{R}_{0nl}}{c} \sqrt{v\omega} = \frac{F_0}{2\sqrt{2}} (4.9 \cdot 10^{-3} \tilde{V}_0^2 + 140). \quad (37)$$

Такое представление нелинейного сопротивления позволяет использовать ее в формуле (23) для оценки потерь передачи на собственной частоте резонатора на режимах развитой нелинейности.

5. ОБЩИЙ ПОДХОД К ПОДБОРУ ПАРАМЕТРОВ РЕЗОНАТОРА ГЕЛЬМГОЛЬЦА НА ЛИНЕЙНЫХ РЕЖИМАХ

Стоит отметить, что рассчитанные потери передачи резонатора Гельмгольца в канале при пренебрежении длиной горла резонатора могут в действительности оказаться существенно выше. Полный учет потерь в термовязких погранслоях приводит к умень-

шению эффективности резонатора на собственной частоте. Отсюда следует, что рациональным является введение нижнего ограничения на минимально допустимые потери передачи на собственной частоте резонатора $TL_{0\min}$. Запишем это условие в виде: $TL_0 \geq 10$ дБ. Тогда из (23) вытекает в первом приближении следующее равенство:

$$g^2 / (2\bar{R}_0) = 2. \quad (38)$$

Их последнего соотношения можно получить формулу для определения параметров системы, обеспечивающих минимально возможным потерям передачи. После подстановки в (38) формулы (34) и последующих преобразований получим

$$g = 2\sqrt{F_0[(1.8 + 3.5g_v)\bar{l} + 3.5g_v\bar{l}_a + 1]}. \quad (39)$$

К этому соотношению в пару можно добавить еще одно соотношение (20), выразив в нем в явном виде безразмерный диаметр горла резонатора:

$$g = \frac{16\Delta\mu(\bar{l} + \alpha)}{1 + 16\Delta\mu(\beta_s + \beta_v/\bar{L})}. \quad (40)$$

Как показали приведенные на рис. 2 расчеты, вторым слагаемым в скобках знаменателя в (40) можно пренебречь, так как его влияние незначительно, и свести уравнение (40) к виду:

$$g = \frac{16\Delta\mu(\bar{l} + \alpha)}{1 + 16\Delta\mu\beta_s}. \quad (41)$$

Таким образом уравнения (39) и (41) однозначно связывают между собой потери передачи в резонатора Гельмгольца TL_0 на собственной частоте f_0 с общим сопротивлением резонатора R_0 безразмерный диаметр горла резонатора g , а также безразмерной длиной горла резонатора \bar{l} и безразмерными параметрами присоединенной длины α и β .

Построенные графики по (19) и (20), представленные на рис. 3, образуют номограмму для определения параметров резонатора Гельмгольца.

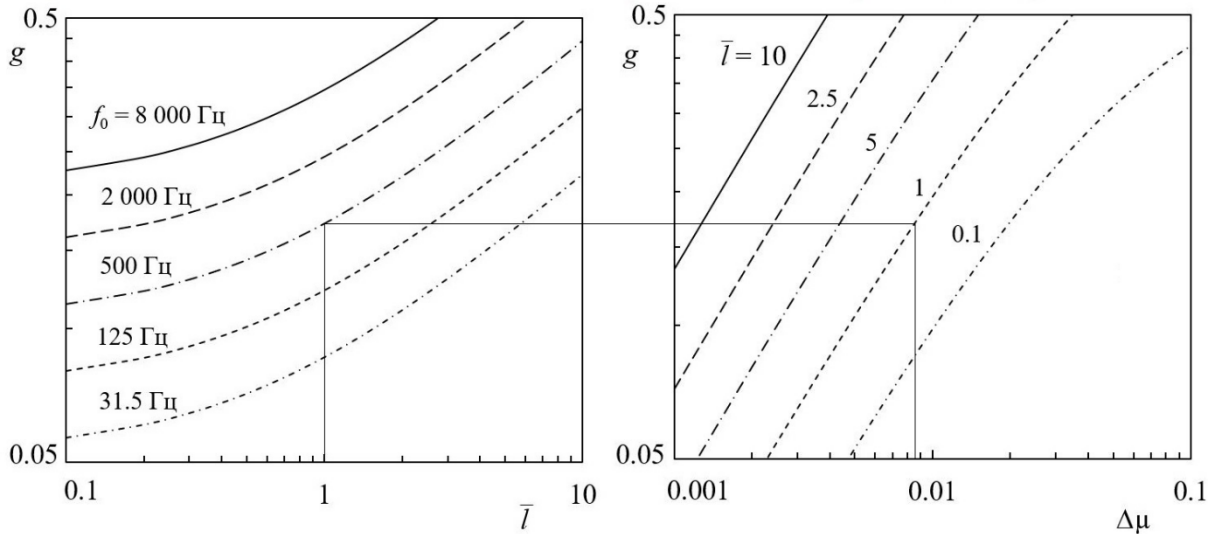


Рис. 3. Номограмма для определения параметров резонатора Гельмгольца с учетом сопротивления.

Задаваясь на этой номограмме собственной частотой резонатора f_0 и относительной длиной горла резонатора \bar{l} , можно определить безразмерную относительную ши-

рину полосы глушения $\Delta\mu$. Далее из (18) определяется относительный объем резонатора $\bar{V} = \Delta\mu/\mu_0^2$. Наконец исходя из заданного диаметра канала d переходим от безразмерных геометрических параметров резонатора к их действительным величинам. Таким образом все геометрические параметры резонатора оказываются определенными. В качестве примера на рис. 2 показан пример выбора параметров резонатора с собственной частотой 500 Гц, когда относительная длина горла \bar{l} принимается равной 1.

Можно выбрать и другую последовательность выбора геометрических параметров резонатора Гельмгольца. Например, когда мы ограничены в размерах резонатора, можно задаться его объемом. Предполагается также заданной собственной частота резонатора. Тогда, переходя к относительным величинам, можно определить относительную ширину полосы пропускания $\Delta\mu$ резонатора. Затем, пользуясь номограммой на рис. 3, определить и остальные геометрические параметры резонатора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Использование безразмерных параметров позволило разработать методику однозначного выбора геометрических параметров резонатора Гельмгольца в канале с заданными акустическими характеристиками.

2. Упрощенный подход к подбору параметров резонатора Гельмгольца с коротким горлом позволяет подбирать геометрические параметры резонатора как при линейных та и при нелинейных режимах работы;

3. Общий подход к подбору параметров резонатора Гельмгольца на линейных режимах работы позволяет определять геометрические параметры резонатора Гельмгольца, обеспечивающие заданные (минимально возможные) потери передачи на собственной частоте резонатора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Контроль шума в промышленности. Пер с англ./ Под ред. Дж. Д. Вебба. Л.: Судостроение, 1981. 312 с.
2. Баженов Д.В., Баженова Л.А., Римский-Корсаков А.В. Глушитель шума в виде резонатора Гельмгольца на выходе воздуховода конечной длины // Акустический журнал. 2000. Т. 46, № 3. С. 306–311.
3. Канев Н.Г. О максимальном поглощении звука резонатором Гельмгольца в помещении на низких частотах // Акуст. журн. 2018. Т. 64. № 6. С. 752–755.
4. Канев Н.Г. Максимальном поглощении звука монопопом в помещении на низких частотах // Акуст. журн. 2020. Т. 66. № 3. С. 327–331.
5. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // J. Acoust. Soc. Am. 1953. V. 25, № 6. P. 1037–1061.
6. Davis D.D., Stokes G.M., Moor D., Stevens G.L. Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine exhaust muffler design // NASA. Rep. № 1192. 1954. – 48 p.
7. Alster M. Improved calculation of resonant frequencies of Helmholtz resonator // J. Sound Vib. 1972. –V. 24, № 1. P. 63–85.
8. Tang P.K., Sirignano W.A. Theory of generalized Helmholtz resonator // J. Sound Vib. – 1973. V. 26, № 2. P. 247–262.
9. Panton R.L., Miller J.M. Resonant frequencies of cylindrical Helmholtz resonators // J. Acoust. Soc. Am. 1975. V.57, № 6. P. 1533–1535.
10. Лапин А.Д. Звукоизоляция в волноводах // Акуст. журн. 1975. Т. 21, № 3. С. 337–350.
11. Chanaud R.C. Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators // J. Sound Vib. 1994. V. 178, № 3. P. 337–348.

12. Selamet A., Dickey N.S., Novak J.M. Theoretical, computational and experimental investigation of Helmholtz resonators with fixed volume: lumped versus distributed analysis // J. Sound Vib. 1995. V. 187, № 2. P. 358–367
13. Dickey N.S., Selamet A. Helmholtz resonators: one-dimensional limit for small cavity length-to-diameter ratios // J. Sound Vib. 1996. V. 195, № 3. P. 512–517.
14. Selamet A., Radovich P.M., Dickey N.S., Novak J.M. Circular concentric Helmholtz resonator // J. Acoust. Soc. Am. 1997. V. 101, № 1. P. 41–51.
15. Chanaud R.C. Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators, part II // J. Sound Vib. 1997. V. 204, № 5. P. 829–834.
16. Комкин А.И. О выборе параметров резонатора Гельмгольца в узком канале // Ежегодник РАО. 2011. № 12. С. 77–84.
17. Трамбовецкая А.И., Быков А.И., Комкин А.И. Совершенствование методики подбора геометрических параметров резонаторов Гельмгольца // Акустика среды обитания: сб. трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2018). Москва, 18 мая 2018. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2018. С. 217–220.
18. Трамбовецкая А.И., Быков А.И., Комкин А.И. Выбор геометрических параметров резонаторов Гельмгольца // Акустика среды обитания: сб. трудов Четвертой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2019). Москва, 24 мая 2019. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2019. С. 214–219.
19. Комкин А.И., Быков А.И. Инерционная присоединенная длина горла резонаторов Гельмгольца // Акустический журн. 2016. Т. 62. № 3. С. 277–287.
20. Комкин А.И., Миронов М.А., Быков А.И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца // Акуст. журн. 2017. Т. 63. № 4. С. 356–363.
21. Комкин А.И., Миронов М.А. О диссипативной присоединенной длине отверстия перегородки в круглом канале // Акуст. журн. 2015. Т. 61. № 4. С. 442–446.
22. Komkin A., Bykov A. and Mironov M. Experimental study of nonlinear acoustic impedance of circular orifices // J. Acoust. Soc. Am. 2020 (в печати).

РАЗРАБОТКА НОВОГО МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ МОДЫ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В БЛИЖНЕМ ПОЛЕ ТУРБУЛЕНТНОЙ СТРУИ

О. П. Бычков, Г. А. Фараносов

*Центральный Аэрогидродинамический Институт (ЦАГИ), Московский
Комплекс, 105005, Москва, Россия*

Для расчетной оценки шума взаимодействия струи и крыла самолета необходимо иметь информацию о характеристиках гидродинамических пульсаций ближнего поля струи, рассеивающихся на задней кромке крыла. В предыдущих работах данные характеристики были получены при помощи расположенной в ближнем поле изолированной струи системы многомикрофонных азимутальных колец. Однако применение данного подхода затруднительно при наличии спутного потока из-за замыкания потоком измерительной системы. В связи с этим в настоящей работе предложен метод определения характеристик пульсаций осесимметричной моды изолированной турбулентной струи, реализуемый как в статических условиях, так и в условиях наличия спутного потока. Данный подход включает в себя измерения пульсаций скорости на оси струи при помощи термоанемометра. Измеренные пульсации скорости на основе уравнения сохранения импульса пересчитываются в пульсации давления на оси струи. И наконец, производится пересчет пульсаций давления с оси струи в ближнее поле при помощи собственных функций, рассчитанных в рамках уравнения типа Рэлея с учетом реальных профилей средней скорости струи в каждом поперечном сечении. Надежность данного подхода была проверена в статических условиях при помощи сравнения данных, полученных с помощью пересчета с оси, с данными прямых измерений в ближнем поле струи. Таким образом, разработанный метод делает возможным проведение оценки влияния спутного потока на эффект шума взаимодействия струи и крыла самолета.

Ключевые слова: турбулентная струя, ближнее гидродинамическое поле, шум взаимодействия струи и крыла.

ВВЕДЕНИЕ

Шум силовой установки остается одним из значимых составляющих шума самолетов на местности, уровни которого регламентируются нормами ИКАО. Новое поколение двигателей, используемых на современных самолетах, имеет высокую степень двухконтурности и соответственно увеличенный диаметр. Одновременно с этим, по ряду причин силовые установки располагаются достаточно близко к плоскости крыла самолета. Таким образом, наряду с исследованием источников шума изолированного двигателя, возникает необходимость исследования шума в условиях размещения двигателя на самолете.

Так, достаточно близкое размещение силовой установки к поверхности крыла самолета может привести к появлению дополнительного эффективного источника шума, связанного с взаимодействием реактивной струи и крыла/закрылка. Сам эффект усиления шума струи при ее расположении вблизи крыла был замечен достаточно давно и изучался в ряде экспериментальных работ [1]. Однако в последние годы появилось достаточно много публикаций, посвященных исследованию данной проблемы применительно к современным компоновкам [2,3]. Отличительной особенностью многих современных компоновок является использование сравнительно малых углов отклонения закрылков на взлете [4], благодаря чему задняя кромка закрылка оказывается не в самом слое смешения, а вблизи него – в области линейных пульсаций, и кроме того, в главном приближении можно считать характеристики течения струи одинаковыми при отсутствии и наличии крыла [5]. Последнее обстоятельство существенно облегчает задачу и

позволяет разрабатывать теоретические подходы к описанию шума взаимодействия [6,7]. Необходимость удовлетворения самолетами жестким требованиям ИКАО по шуму на местности приводит к тому, что уже на ранних этапах создания самолета требуется проводить оценку влияния различных параметров его компоновки на акустические характеристики. Так, применительно к шуму взаимодействия струи и крыла, необходимо знать, как повлияют на шум различные варианты размещения двигателя относительно крыла. Проведение параметрических экспериментальных исследований требует изготовления множества моделей [8], методы численного моделирования для оценки шума являются затратными по времени и ресурсам и обычно используются для разовых расчетов [9], поэтому их использование на ранних стадиях проектирования самолета затруднительно. С этой точки зрения задача разработки надежных аналитических и полумпирических методов оценки шума различных источников остается актуальной. В работах [5,10] в основу описания свойств упрощенной трехмерной компоновки, в которой крыло заменено плоской пластиной, а пульсации ближнего поля смоделированы распределением эффективных источников на оси струи, был положен механизм рассеяния на задней кромке крыла линейных гидродинамических возмущений ближнего поля, связанных с волнами неустойчивости Кельвина-Гельмгольца, развивающимися в слое смещения (неизлучающими или слабоизлучающими в отсутствие крыла). Однако результаты моделирования в [5,10] носят скорее качественный, чем количественный характер, поскольку параметры ближнего поля моделируются косвенно, что не позволяет, например, предсказывать спектральные характеристики шума. В работе [11] была построена модель, позволяющая на основании измерений ближнего поля изолированной струи с помощью микрофонных решеток, предсказывать с достаточно высокой точностью направленность и спектральные характеристики шума взаимодействия струи и пластины, моделирующей крыло, для статических условий (истечение струи в затопленное пространство). В качестве входных данных для модели использовались результаты измерений ближнего поля азимутальными решетками микрофонов [11,12], и было показано, что пульсации ближнего поля в узких полосах частот имеют вид волновых пакетов, параметры которых соответствуют результатам расчетов по теории устойчивости для слоя смещения струи. Все упомянутые выше модели шума взаимодействия имели дело со струями, истекающими в затопленное пространство. Для моделирования шума взаимодействия струи и крыла в условиях, более приближенных к встречающимся на практике, когда струя истекает в спутный поток, необходимо проведение дополнительных экспериментальных исследований структуры пульсаций течения в струе, для чего был разработан новый метод определения характеристик осесимметричной моды ближнего поля струи, речь о котором пойдет в данной работе.

1. ИССЛЕДОВАНИЕ СРЕДНИХ И ПУЛЬСАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЛЯ СКОРОСТИ ИЗОЛИРОВАННОЙ ТУРБУЛЕНТНОЙ СТРУИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕРМОАНЕМОМЕТРА

В работе [13] было представлено решение задачи о шуме взаимодействия струи и пластины в условиях спутного потока, в рамках которого была получена новая передаточная функция между ближним гидродинамическим полем струи и дальним акустическим полем. Таким образом, для получения количественной оценки влияния эффекта полета на источник шума, связанный с взаимодействием струи и крыла самолета, была продемонстрирована необходимость экспериментального исследования ближнего поля струи.

Несмотря на то, что использованный в работах [11,14] набор азимутальных микрофонных решеток показал себя надежной системой сбора информации об амплитуде и

конвективной скорости доминирующих в ближнем поле струи азимутальных мод, использование ее для случая наличия спутного потока без существенной модификации не представляется возможным ввиду замыкания микрофонов спутным потоком.

Тем не менее, в работе [3] для турбулентной струи в статических условиях было продемонстрировано, что форма волнового пакета осесимметричной моды может быть определена по измерениям пульсаций скорости на оси струи. В связи с вышесказанным экспериментальные исследования поля течения изолированной турбулентной струи было предложено проводить при помощи термоанемометра, что позволяло получать данные не только в статических условиях, но и в условиях спутного потока.

Таким образом, в ходе серии экспериментальных исследований в заглушенной камере АК-2 ЦАГИ при помощи термоанемометра на траверсной системе исследовалась турбулентная струя, истекающая из сопла диаметром $d = 40$ мм со скоростью $V_j = 181$ м/с. При этом скорость потока, моделирующего условия полета и истекающего из сопла диаметром 400 мм, составляла $V_{cf} = 30$ м/с. Конфигурация для экспериментального исследования пульсационных и средних характеристик струи с использованием термоанемометра при наличии спутного потока представлена на рисунке 1.

Для измерений пульсаций скорости использовался термоанемометр типа 55P01 фирмы Dantec Dynamics. Использование траверсной системы Dantec 3D, модель 41T33, на которой крепился термоанемометр, позволяло автоматически перемещать датчик вдоль оси струи по заданным координатам вплоть до расстояния $x'/d = 15$ (см. рис. 1) вниз по потоку от среза сопла, а также поперек струи для измерения среднего профиля скорости.

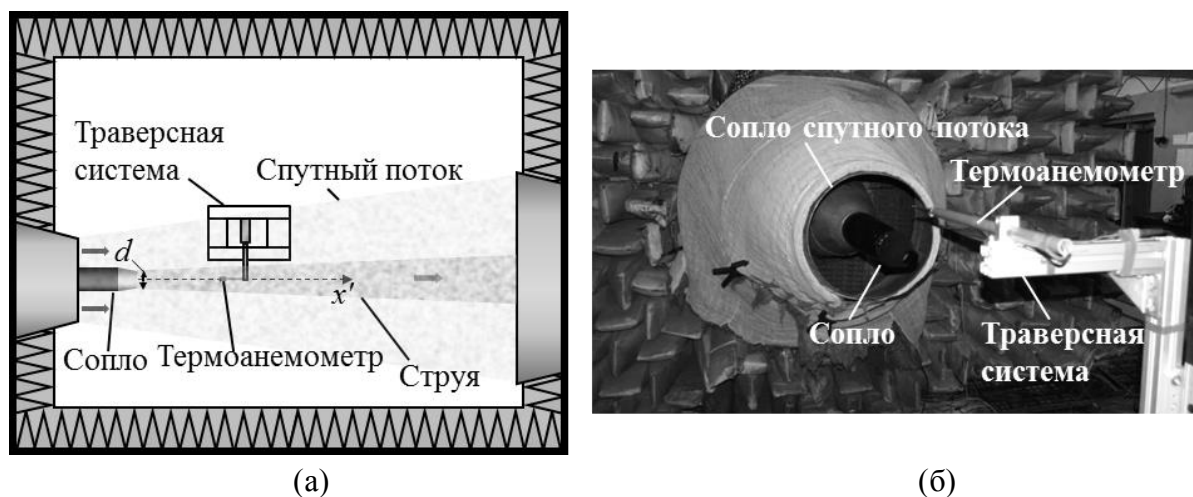


Рис. 1. Экспериментальное исследование характеристик поля скорости турбулентной струи при помощи подвижного термоанемометра в АК-2 ЦАГИ при наличии спутного потока. а) эскиз конфигурации, вид сверху; б) фотография эксперимента.

Пример измеренных средних характеристик поля скорости исследуемой струи представлено на рисунке 2 в сравнении для случая статики (отсутствие спутного потока, $V_{cf} = 0$ м/с). Скорости на графиках отнесены к скорости истечения струи. Можно отметить, что длина потенциального ядра турбулентной струи в случае наличия спутного потока становится большей, а поперечный профиль скорости становится более наполненным.

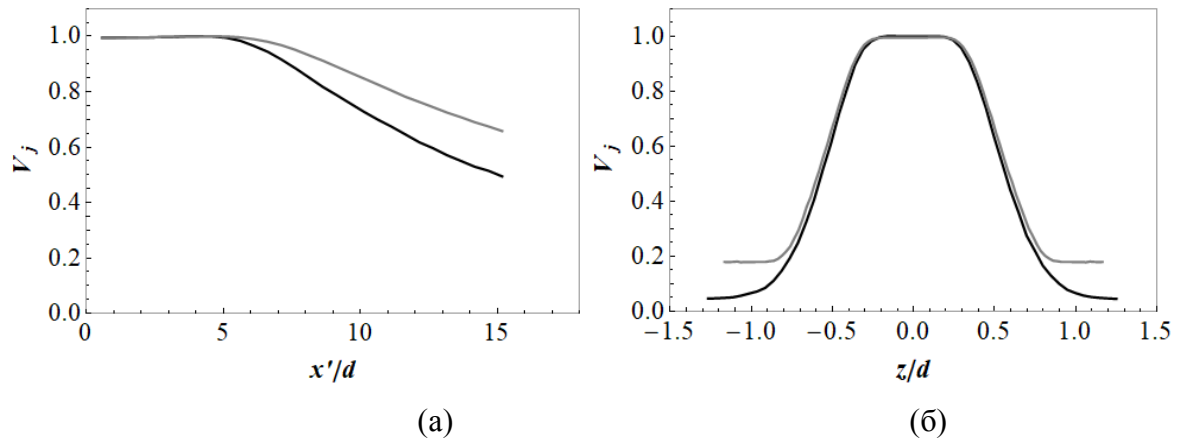


Рис. 2. Измеренные средние характеристики изолированной турбулентной струи $V_j = 181$ м/с. а) профиль относительной средней скорости потока, измеренный вдоль оси струи; б) профиль относительной средней скорости потока, измеренный поперек оси струи, $x'/d = 3.2$. Черная линия - $V_{cf} = 0$ м/с, серая линия - $V_{cf} = 30$ м/с.

На рисунке 3 представлены пульсационные характеристики в виде измеренных на оси струи при $x'/d = 3.2$ спектров и продольных распределений пульсаций для $St = 0.4$. Можно отметить, что пульсации скорости на оси в максимуме и в области низких частот для случая статики являются большими, чем в случае полета. Кроме того, разница в уровнях пульсаций для выбранного числа Струхала на протяжении всего потенциального ядра для случая статики и полета составляет примерно 3-4 дБ.

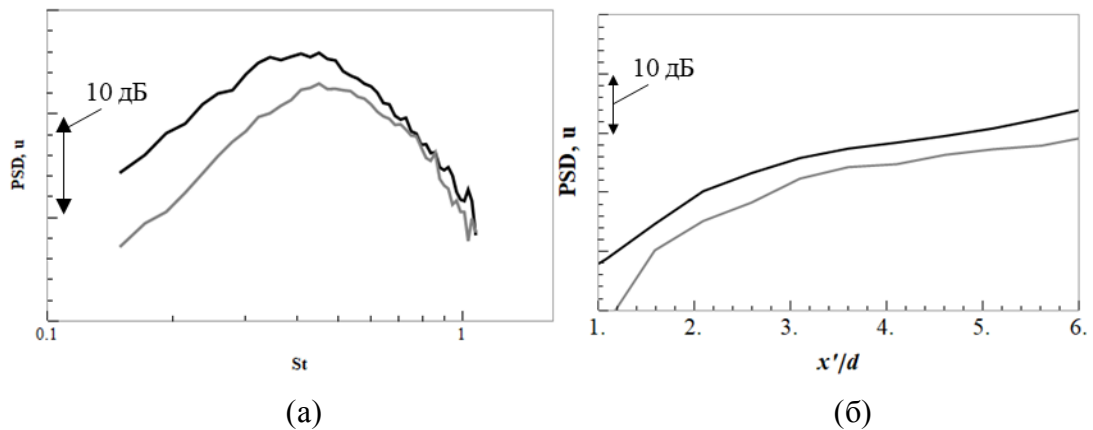


Рис. 3. Измеренные пульсационные характеристики изолированной турбулентной струи $V_j = 181$ м/с. а) спектр пульсаций скорости для $x'/d = 3.2$; б) огибающая для возмущений скорости, $St = 0.4$. Черная линия - $V_{cf} = 0$ м/с, серая линия - $V_{cf} = 30$ м/с.

Таким образом, в описанных экспериментах для случая отсутствия и наличия спутного потока получена необходимая информация о пульсационных составляющих на оси струи, а также информация о поперечных профилях скорости, необходимая для применения метода пересчета осевых пульсаций скорости в пульсации давления вблизи рассеивающей кромки.

2. МЕТОД ПЕРЕСЧЕТА ДАННЫХ ОБ ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ МОДЕ С ОСИ СТРУИ В БЛИЖНЕЕ ПОЛЕ

Измерение пульсационных и средних характеристик скорости в струе не является новой процедурой и используются достаточно давно. Новизна настоящей работы состоит в исследовании возможности пересчета данных о пульсациях скорости на оси струи в пульсации давления в области гипотетического расположения задней кромки рассеивающей поверхности.

Изначально при разработке процедуры пересчета была рассмотрена модель бесконечно тонкого слоя смешения струи. При этом, если рассматривать в качестве основных волновые уравнения в области струи и вне ее, то радиальная зависимость возмущений представляется в виде модифицированных функций Бесселя первого I_0 и, соответственно, второго рода K_0 (рис. 4).

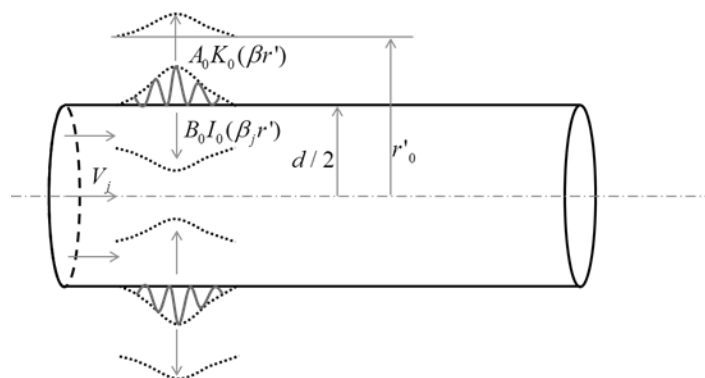


Рис. 4. Схема пересчета известных данных с ближнего поля на ось струи.

Исходя из вышесказанного, пересчет известных в ближнем поле ($r = r'_0$) пульсаций на ось струи ($r = 0$) будет выглядеть следующим образом:

$$p_0(x', 0, \omega) = p_0(x', r'_0, \omega) \frac{K_0\left(\frac{k}{M_{c0}} \sqrt{1 - M_{c0}^2} d/2\right)}{K_0\left(\frac{k}{M_{c0}} \sqrt{1 - M_{c0}^2} r'_0\right) I_0\left(\frac{k}{M_{c0}} \sqrt{1 - (M_{c0} - M_j)^2} d/2\right)}; \quad (1)$$

Кроме того, для связи пульсаций давлений и пульсаций скорости мы должны воспользоваться следующим упрощенным выражением (полученными из уравнения сохранения импульса без учета продольного градиента):

$$p_0(x', 0, \omega) = \rho_0(V_j - V_{c0})u_0(x', 0, \omega), \quad (2)$$

где u_0 - пульсации продольной компоненты скорости, измеренные на оси термоанемометром, $k = \omega/c$ - волновое число, V_{c0} - конвективная скорость распространения осесимметричных возмущений ближнего поля, M - акустическое число Маха, посчитанное по соответствующей скорости.

Сравнение пересчитанных при помощи (1) и (2) известных данных о ближнем поле струи [14] с измеренными данными, полученными термоанемометром, представлено на рис. 5.

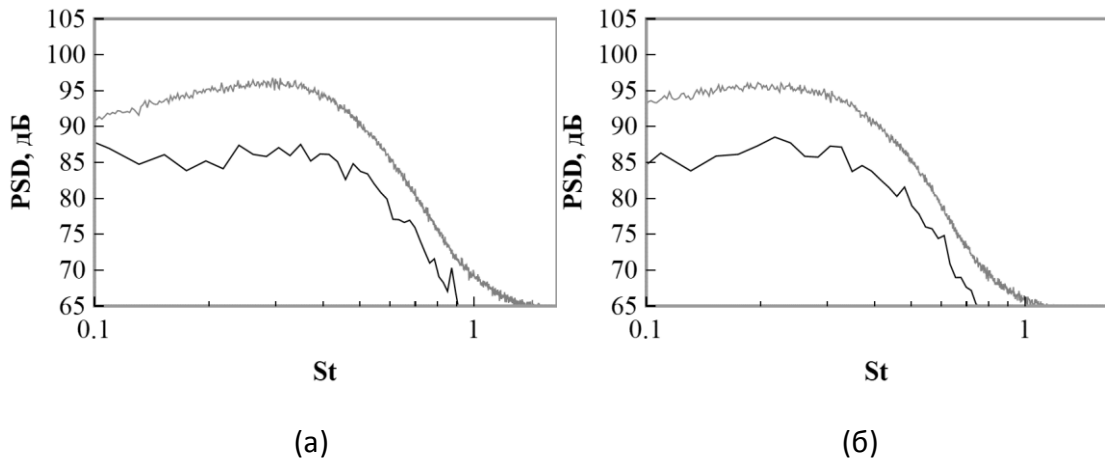


Рис. 5. Сравнение пересчитанных в ближнее поле данных о пульсациях скорости на оси струи с известными данными о пульсациях давления ближнего поля. а) $x'/d = 2.5$; б) 3.5. Черная линия – пересчет данных термоанемометра; серая линия – данные микрофонов ближнего поля [14]. $V_j = 181$ м/с.

Сравнение результатов демонстрирует существенное различие по уровням двух наборов данных, однако в области максимумов прослеживается некоторая схожесть в форме спектров.

Таким образом, изначально предложенный метод пересчета данных оказался излишне упрощенным и следующим шагом по его модификации было включение продольных градиентов в соотношение пульсаций скорости и давления (2), а также учет конечности ширины слоя смещения в локально-параллельном приближении (решение уравнения типа Рэлея) для получения поперечного профиля давления вместо профиля (1). При этом для упрощения процедуры решения в данной работе выполнялся не поиск собственного решения, а поиск действительного решения, соответствующего известной конвективной скорости возмущений.

Результаты модифицированного метода пересчета представлены на рис.6. Можно видеть достаточно хорошее совпадение форм спектров, а уровни пересчитанных пульсаций в данном случае отличаются всего на величину около 2-4 дБ от известных данных о ближнем поле. При этом данное отличие можно связать не только с неточностью метода пересчета, но и с погрешностью самих результатов измерений пульсаций давления ближнего поля, которая подробно обсуждается в работе [14].

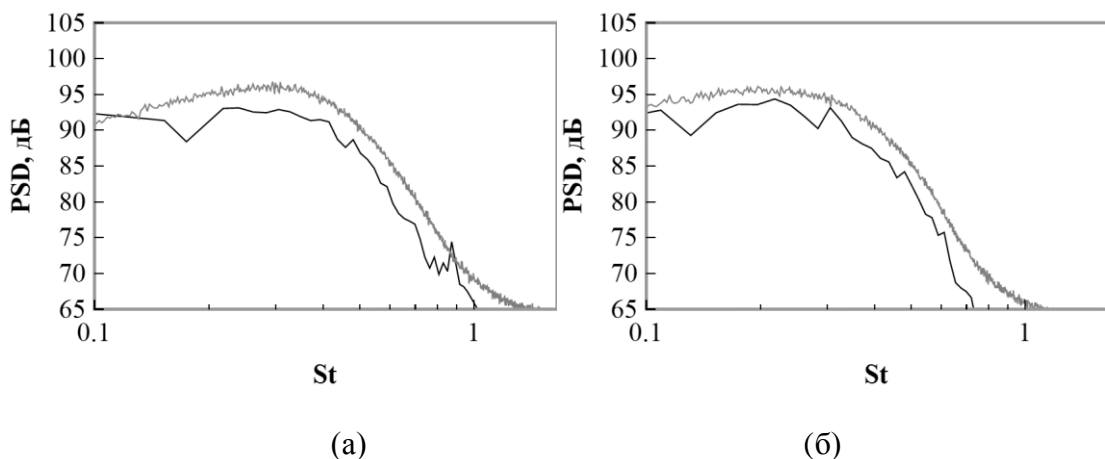


Рис. 6. Сравнение результатов модифицированного пересчета в ближнее поле данных о пульсациях скорости на оси струи с известными данными о пульсациях давления ближнего поля. а) $x'/d = 2.5$; б) 3.5. Черная линия – модифицированный пересчет данных термоанемометра; серая линия – данные микрофонов ближнего поля [14]. $V_j = 181$ м/с.

3. ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК ШУМА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В ДАЛЬНОМ ПОЛЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗРАБОТАННОЙ МОДЕЛИ.

В рамках данной работы была также выполнена проверка способности предсказания основных характеристик (направленности и спектры) шума взаимодействия струи и крыла при использовании в ранее разработанной модели [14] входных данных, полученных методом пересчета пульсаций скорости с оси струи в пульсации давления вблизи рассеивающей кромки.

$$p_{dm}(R, \theta, \omega) \approx \pm \frac{\tilde{A}_m(R, \omega) \sin \frac{\theta}{2}}{1 - M_{cm}(\omega) \cos \theta},$$

$$\tilde{A}_m(R, \omega) = \frac{M_{cm}(\omega)^{3/2}}{\sqrt{2}kR} \frac{A_m(\omega) e^{-\frac{k}{M_{cm}(\omega)} \sqrt{1 - (M_{cm}(\omega))^2} h}}{K_m \left(\frac{k}{M_{cm}(\omega)} \sqrt{1 - (M_{cm}(\omega))^2} r_0 \right) \sqrt{1 - M_{cm}(\omega)}}, \quad (3)$$

Если обратиться к аналитической модели (3), то можно видеть, что необходимыми для проведения оценки шума взаимодействия в дальней зоне являются такие параметры рассеиваемого на задней кромке пластины ближнего поля струи как: амплитуда пульсаций $A_m(\omega)$ (иными словами спектр пульсаций давления у кромки крыла), а также конвективная скорость $M_{cm}(\omega)$, где m – номер азимутальной моды. Для использования модели (3) учитывались данные, полученные термоанемометром на оси струи на уровне задней кромки, и использовался описанный выше метод пересчета. Однако данный подход позволяет получить данные лишь об осесимметричной моде ($m = 0$) ближнего поля струи, поскольку на оси струи термоанемометром измеряется именно эта мода. Тем не менее, в работе [16] путем анализа азимутального состава ближнего поля струи было показано, что доминирующими модами ближнего поля, которые и вносят основной вклад в шум взаимодействия, для типичного расположения задней рассеивающей кромки крыла, являются нулевая и первая мода ($m = 0, 1$). При этом анализ решения параболизированных уравнений устойчивости (PSE) в работе [17] показал, что параметры $A_m(\omega)$ и $M_{cm}(\omega)$ для случая $m = 0, 1$ являются примерно равными, что позволяет для предсказания характеристик шума взаимодействия использовать лишь известные данные об осесимметричной моде, которые могут быть получены разработанным методом пересчета.

На рис. 7 представлены полученные результаты предсказания шума взаимодействия струи и пластины, полученные лишь при известных пульсациях скорости, измеренных на оси струи и информации о конвективной скорости, полученной в работе [14].

Как видно результаты предсказания достаточно хорошо повторяют основные тенденции, экспериментально наблюдаемые в поведении шума взаимодействия для конфигурации струя-пластина [14]. А это, в свою очередь, демонстрирует возможность проведения предсказания основных характеристик шума взаимодействия по данным, полученным термоанемометром на оси струи, пересчитанных при помощи предложенного метода. Преимуществом такого подхода по сравнению с подходом, представленным в работе [14], является отсутствие необходимости использовать при измерении микрофоны, а также сама возможность его применения при наличии спутного потока.

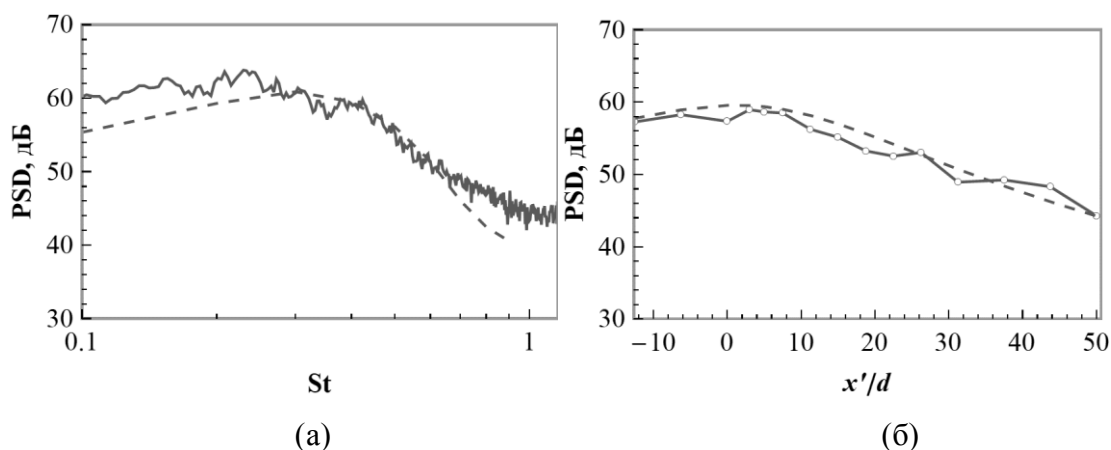


Рис. 7. Основные характеристики шума взаимодействия струи и пластины. Сплошные линии - экспериментальные данные [14]; пунктир - прогноз модели (3). (а) – спектры для $x'/d = 3$; (б) направленности для $St = 0.4$.

Стоит также отметить, что измерения одним датчиком позволяют получать лишь амплитуды пульсаций давления $Am(\square)$, в то время как для измерений конвективной скорости необходимо иметь как минимум пару датчиков. В рамках данной работы для получения информации о конвективной скорости использовались известные данные о ближнем поле струи [14]. Для получения же информации о конвективной скорости только на основании данных термоанемометра необходимо проводить поиск собственного решения уравнения типа Рэлея для каждой рассматриваемой частотной полосы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для извлечения из данных эксперимента входных параметров, необходимых для разработанной модели шума взаимодействия струи и крыла [14], предложен метод, позволяющий для осесимметричной моды данные о пульсациях скорости, полученные с помощью термоанемометра на оси, пересчитать в пульсации давления. Для оценки надежности полученных методом пересчета данных проведено их сравнение с пульсациями давления осесимметричной моды, непосредственно измеренными в ближнем поле струи. С помощью разработанной ранее модели шума взаимодействия и при использовании предложенного в работе метода пересчета с оси струи проведена количественная оценка основных характеристик шума взаимодействия для конфигурации струя-пластина.

Успешное применение полученных новым способом входных параметров модели позволяет говорить о возможности применения данных термоанемометра с целью оценки характеристик шума взаимодействия струи и крыла. Таким образом, предложенный способ позволяет проводить измерения без использования микрофонов, которые имеются не в каждой лаборатории. Кроме того, применение термоанемометра, в отличие от многомикрофонной решетки ближнего поля, не ограничивается только статическими условиями и делает возможным оценку шума взаимодействия и для важного с практической точки зрения случая наличия спутного потока.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ (грант 19-71-10064).

ЛИТЕРАТУРА

1. Mead C.J., Strange P.J.R. Under-wing installation effects on jet noise at sideline // AIAA Paper. 1998. AIAA-1998-2207.

2. Huber J., Drochon G., Pintado-Peno A., Clero F., Bodard G. Large-scale jet noise testing, reduction and methods validation EXEJET: 1. Project overview and focus on installation // AIAA paper. 2014. AIAA-2014-3032.
3. Беляев И.В., Копьев В.Ф., Зайцев М.Ю., Остриков Н.Н., Фараносов Г.А., Исследование влияния угла отклонения закрылка на шум взаимодействия двухконтурной струи и стреловидного крыла в спутном потоке // Акустический журнал, 2017, Т.63, №1, с.17-29.
4. Mengle V.G. The Effect of Nozzle-to-Wing Gulley Height on Jet Flow Attachment to the Wing and Jet-Flap Interaction Noise // AIAA Paper. 2011. AIAA-2011-2705.
5. Cavalieri A.V.G., Jordan P., Wolf W.R., Gervais Y. Scattering of wavepackets by a flat plate in the vicinity of a turbulent jet // J. Sound Vibr. 2014. V. 333. P. 6516–6531.
6. Vera J., Self R.H., Kingan M.J. The prediction of the radiated pressure spectrum produced by jet-wing interaction // AIAA Paper. 2015. AIAA 2015-2216.
7. Lyu B., Dowling A.P., Naqavi I. Prediction of installed jet noise // Journal of Fluid Mechanics. 2017. V.811.P. 234-268.
8. Kopiev V.F., Faranosov G.A., Zaytsev M.Yu., Vlasov E.V., Karavosov R.K., Belyaev I.V., Ostrikov N.N. Intensification and suppression of jet noise sources in the vicinity of lifting surfaces // AIAA Paper. 2013. AIAA-2013-2284.
9. Gand F., Huet M., Le Garrec T., Clero F. Jet noise of a UHBR nozzle using ZDES: external boundary layer thickness and installation effects// AIAA Paper. 2017.AIAA 2017-3526.
10. Nogueira P.A.S., Cavalieri A.V.G., Jordan P. A model problem for sound radiation by an installed jet // J. SoundVibr. 2017. V. 391. P. 95–115.
11. Faranosov G.A., Kopiev V.F., Belyaev I.V., Bychkov O.P., Chernyshev S.A. On the Azimuthal Structure of Installed Jet Noise // AIAA Paper. 2017. AIAA 2017-3527.
12. Kopiev V.F., Faranosov G.A., Kopiev V.A., Chernyshev S.A., Zaytsev M.Yu., Belyaev I.V., Ostrikov N.N., Bychkov O.P., Active control of instability waves in excited and non-excited turbulent jets // AIAA Paper. 2017. AIAA 2017-3005.
13. Бычков О.П., Копьев В.Ф., Фараносов Г.А. Валидация двухточечной модели предсказания низкочастотного усиления шума струи вблизи крыла. // Ученые записки физического факультета московского университета, №1, 2020.
14. Bychkov O.P., Faranosov G.A. An Experimental Study and Theoretical Simulation of Jet-Wing Interaction Noise // Acoustical Physics, v. 64, No. 4, 2018, pp. 437-452.
15. A. V. Cavalieri, D. Rodriguez, P. Jordan, T. Colonius, and Y. Gervais. Wavepackets in the velocity field of turbulent jets. Journal of Fluid Mechanics, V. 730. P. 559-592. 2013.
16. Бычков О.П., Фараносов Г.А. Анализ взаимной связи модовой структуры пульсаций ближнего поля струи и шума взаимодействия струи и крыла. // Акуст. журн. 2020. Т. 66. № 1 С. 34–45.
17. Bychkov O., Faranosov G., Kopiev V., Soares L.F.M., Cavalieri A.V.G. The Modelling of Jet-Plate Interaction Noise in the Presence of Co-Flow. // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, AIAA Paper 2019-2492, May 2019.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ КАРКАСНЫХ ПЕРЕГОРОДОК НА ИХ ЗВУКОИЗОЛЯЦИЮ

М. Д. Васильев, А. И. Герасимов

Национальный исследовательский

Московский государственный строительный университет, г. Москва

E-mail: mick03vasil@mail.ru

Настоящая статья описывает экспериментальное сравнение различных многослойных каркасно-обшивных конструкций и описывает влияние их конструктивных особенностей на собственную звукоизоляцию. В статье рассмотрены зависимость звукоизоляции от материала и типа каркаса, количества и плотности заполнителя, количества и типа облицовочных слоев, наличие демпфирующего слоя и разделенного основания.

Ключевые слова: каркасно-обшивные конструкции, звукоизоляция, строительная акустика.

ВВЕДЕНИЕ

Несомненно, что акустика среды обитания оказывает воздействие не только на эмоции и настроения людей, но и на их здоровье [1], поэтому в процессе проектирования внутренних объемов зданий и сооружений, крайне важно учитывать факторы будущего комфортного пребывания людей внутри. Существуют обязательные (минимальные) требования к внутренней среде здания [2], одними из которых являются требования к архитектурно-строительной акустике, нормируемые СП 51.13330.2011 «Защита от шума» [3].

С целью снижения нагрузок на несущие конструкции здания и удешевления стоимости строительства, для возведения перегородок применяются блоки различной плотности (обычно не более 600-800 кг/м³). Однако, как показали отдельные исследования [4,5], требования по звукоизоляции конструкций, выполненных из таких материалов, не всегда выполняются. Особенно важно учитывать это при проектировании звукоизоляции гостиниц, офисных помещений, конференц-залов, кинотеатров и т.д.

В связи с этим, целью настоящего сравнения является экспериментальное исследование влияния конструктивных особенностей каркасно-обшивных конструкций на их звукоизоляцию: анализ влияния физико-механических характеристик материала, типа и формы стоечных профилей каркаса, облицовок и заполнителей, наличия демпфирования по периметру на звукоизоляцию каркасно-обшивных перегородок. Для проведения сравнения были использованы протоколы лабораторных измерений собственной звукоизоляции различных многослойных каркасно-обшивных конструкций. Измерения проводились по стандартной методике ГОСТ 27296-87 «Защита от шума в строительстве. Звукоизоляция ограждающих конструкций. Методы измерения» [4].

1. ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА КАРКАСА ПЕРЕГОРОДКИ

Для изучения влияния материала каркаса на звукоизоляцию всей каркасно-обшивной конструкции, рассматриваются два фрагмента перегородки размерами 2000×1200 мм на одинарных каркасах: 1 - из деревянного бруса, размером 75х50 мм, 2 – из металлического профиля ПС 75/50 и ПН 75/37, толщиной 0,6 мм, обшитые с каждой стороны 1 листом ГВЛ, поверхностной плотностью - 15 кг/м², толщиной 12,5 мм каждый, без заполнения внутреннего пространства. Конструкции установлены через демпфирующие прокладки из стеклохолста, толщиной 8 мм, по периметру швы загерметизированы силиконовым герметиком.

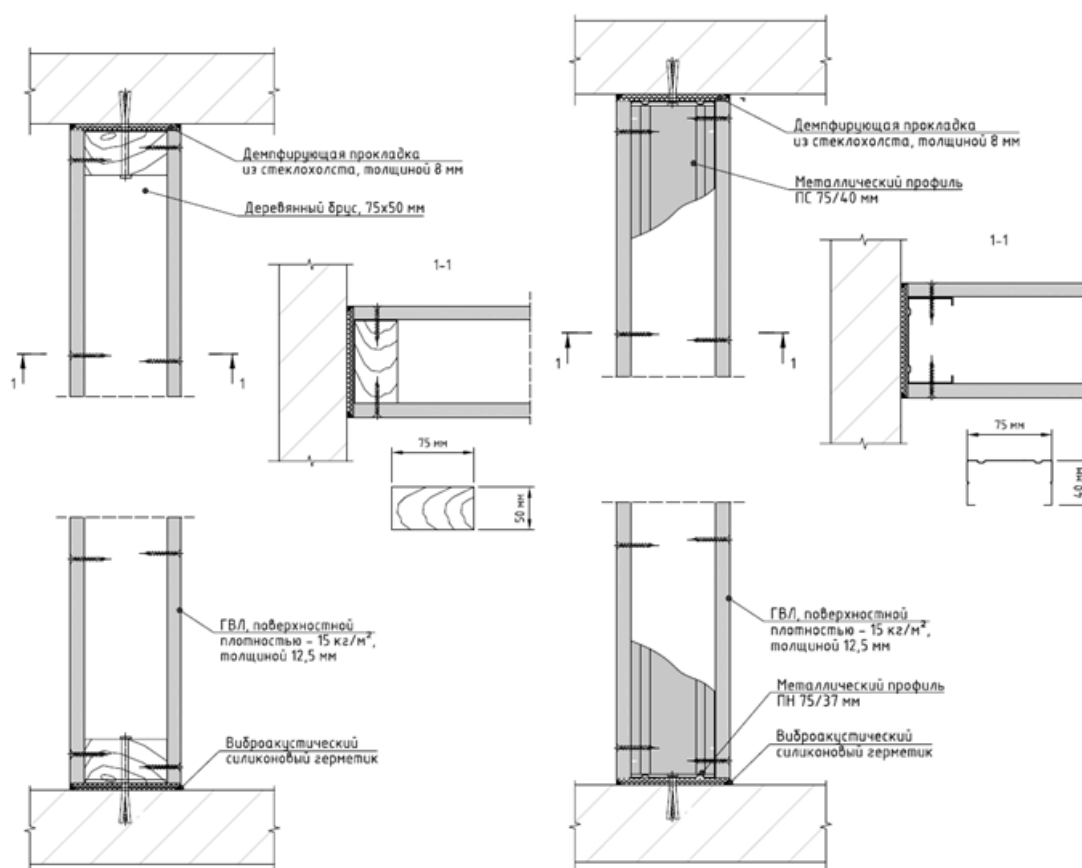


Рис. 1. Схема устройства каркасной перегородки: 1 - из деревянного бруса, размером 75x50 мм, 2 – из металлического профиля ПС 75/50 и ПН 75/37, толщиной 0,6 мм.

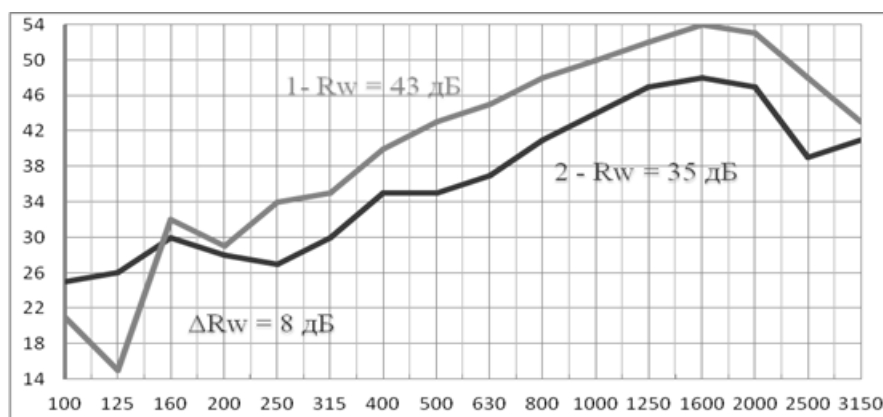


Рис. 2. Влияние материала каркаса на звукоизоляцию каркасной перегородки: 1 - из деревянного бруса, размером 75x50 мм; 2 – из металлического профиля ПС 75/50 и ПН 75/37, толщиной 0,6 мм.

Как мы видим из Рис. 2, разница между индексами звукоизоляции перегородок, смонтированных на деревянном и металлическом каркасе достигает 8 дБ. Несомненно, что устройство перегородки той же толщины с теми же материалами, но на металлическом каркасе будет эффективнее.

2. ВЛИЯНИЕ ТИПА ПРОФИЛЯ МЕТАЛЛИЧЕСКОГО КАРКАСА ПЕРЕГОРОДКИ

Для изучения влияния типа профиля металлического каркаса на звукоизоляцию всей каркасно-обшивной конструкции, рассматриваются два фрагмента перегородки размерами 2000×1200 мм на одинарных каркасах: 1 - ПС 100/40 мм, ПН 100/37 мм, толщиной 0,6 мм, 2 - ПС 95/50 мм, ПН 95/37 мм, толщиной 0,46 мм, обшитые с каждой стороны 2 листами ГКЛ, поверхностной плотностью - 12 кг/м², толщиной 12,5 мм каждый, с заполнением внутреннего пространства звукопоглощающими минеральными плитами, плотностью - 35 кг/м³, толщиной 50 мм в два слоя. Конструкции установлены через демпфирующие прокладки из стекловаты, толщиной 8 мм, по периметру швы загерметизированы силиконовым герметиком.

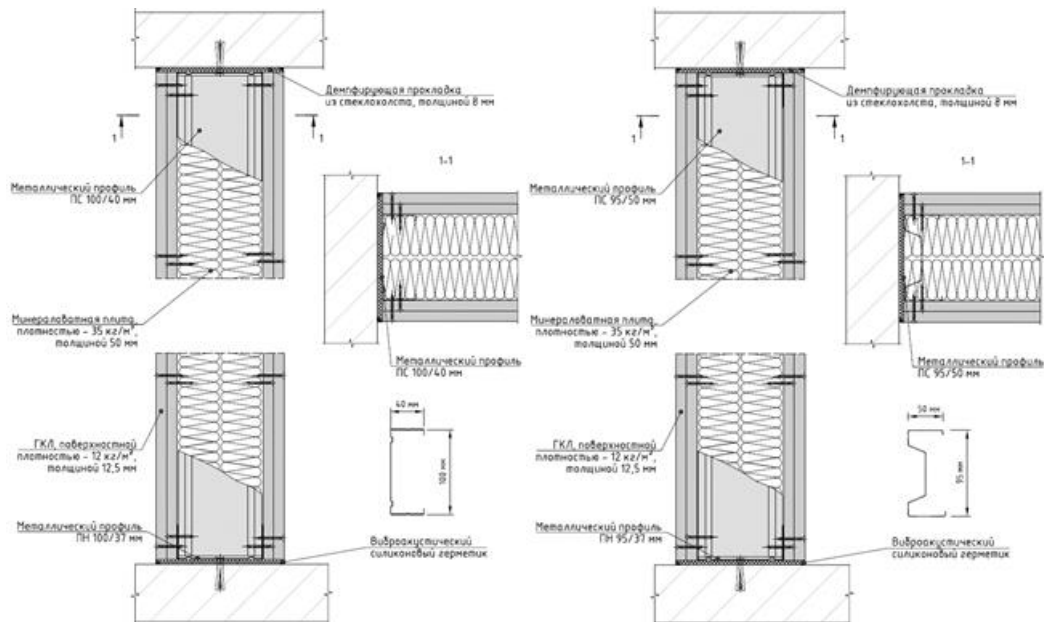


Рис. 3. Схема устройства каркасной перегородки: 1 - ПС 100/40 мм, ПН 100/37 мм, толщиной 0,6 мм, 2 - ПС 95/50 мм, ПН 95/37 мм, толщиной 0,46 мм.

Очевидно, что перегородка, выполненная на металлическом каркасе Σ - сечения эффективнее, это обуславливается различной жесткостью металлических профилей. Так ΔR_w достигает 3 дБ, а в отдельных полосах частот разница достигает 6-12 дБ.

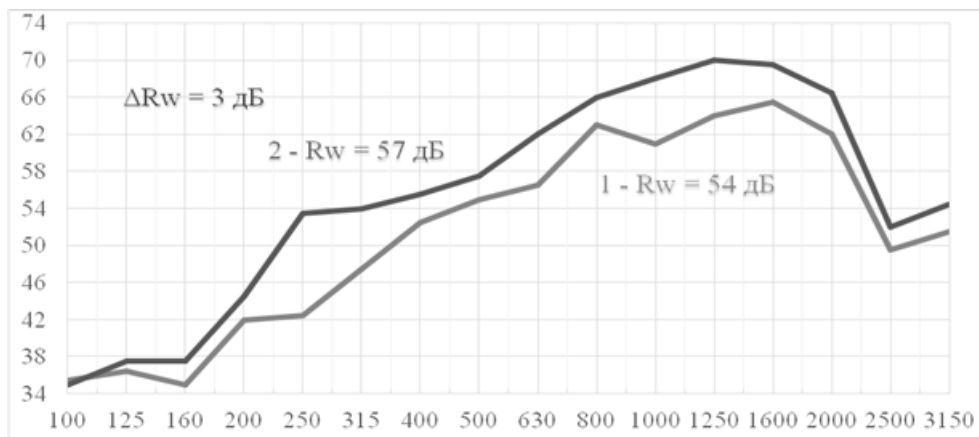


Рис. 4. Влияние типа профиля металлического каркаса на звукоизоляцию каркасной перегородки: 1 - ПС 100/40 мм, ПН 100/37 мм, толщиной 0,6 мм; 2 - ПС 95/50 мм, ПН 95/37 мм, толщиной 0,46 мм.

3. ВЛИЯНИЕ КОЛИЧЕСТВА ОБЛИЦОВОЧНЫХ ЛИСТОВ ПЕРЕГОРОДКИ

Для изучения влияния количества облицовочных листов на звукоизоляцию всей каркасно-обшивной конструкции, рассматриваются фрагменты перегородок размерами 2000×1200 мм на одинарном каркасе из металлического профиля ПС 50/40 мм, ПН 50/37 мм, толщиной 0,6 мм, с заполнением внутреннего пространства звукопоглощающими минеральными плитами, плотностью - 35 кг/м^3 , толщиной 50 мм в один слой, обшитые с каждой стороны ГКЛ, поверхностной плотностью - 12 кг/м^2 , толщиной 12,5 мм каждый: 1 – 2-мя листами с каждой стороны, 2 – 2-мя и 3-мя листами с каждой стороны, 3-мя листами с каждой стороны. Конструкции установлены через демпфирующие прокладки из стеклохолста, толщиной 8 мм, по периметру швы загерметизированы силиконовым герметиком.

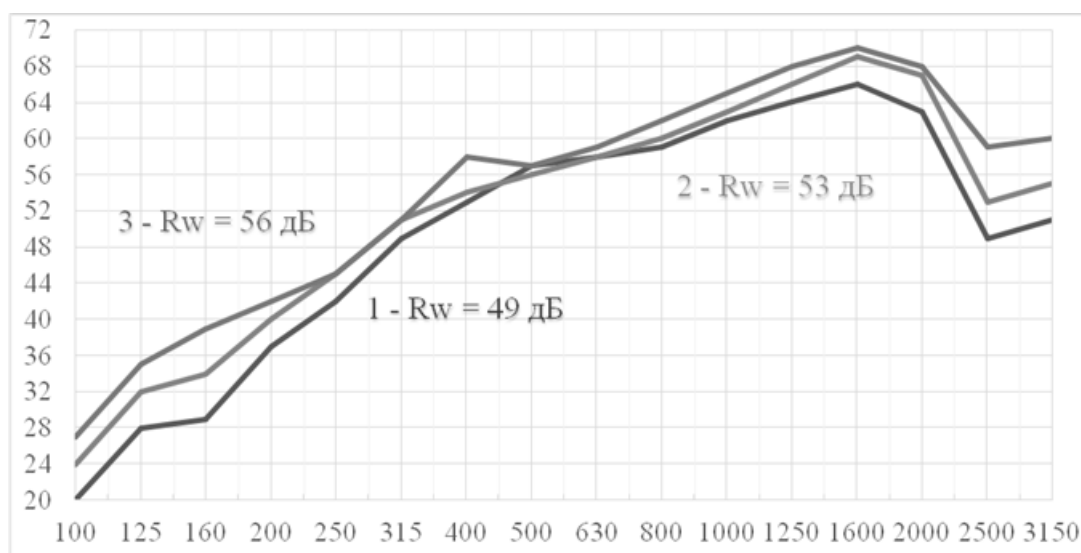


Рис. 5. Влияние количества облицовочных листов: 1 – 2-мя ГКЛ с каждой стороны, 2 – 2-мя и 3-мя ГКЛ с каждой стороны, 3-мя ГКЛ с каждой стороны.

Как мы видим из рис. 5, с увеличением количества листов облицовки, увеличивается поверхностная плотность конструкции, следовательно, эффективность конструкции возрастает по закону масс [7], что особенно актуально для звукоизоляции низкочастотного шума, где увеличение звукоизоляции в отдельных полосах частот достигает 8 – 10 дБ.

4. ВЛИЯНИЕ ШИРИНЫ ВОЗДУШНОГО ЗАЗОРА МЕЖДУ ПРОФИЛЯМИ ДВОЙНОГО КАРКАСА

Для изучения влияния ширины воздушного зазора между профилями двойного каркаса, рассматриваются фрагменты перегородок размерами 2000×1200 мм на двойном независимом каркасе ПС 100/40 мм, ПН 100/37 мм, толщиной 0,6 мм (расстояние между профилями каркасов: 1 - 10 мм, 2 – 30 мм, 3 – 150 мм), обшитые с каждой стороны 2 листами ГКЛ, поверхностной плотностью - 12 кг/м^2 , толщиной 12,5 мм каждый, с заполнением внутреннего пространства звукопоглощающей минеральной плитой, плотностью - 35 кг/м^3 , толщиной 50 мм в два слоя. Конструкции установлены через демпфирующие прокладки из стеклохолста, толщиной 8 мм, по периметру швы загерметизированы силиконовым герметиком.

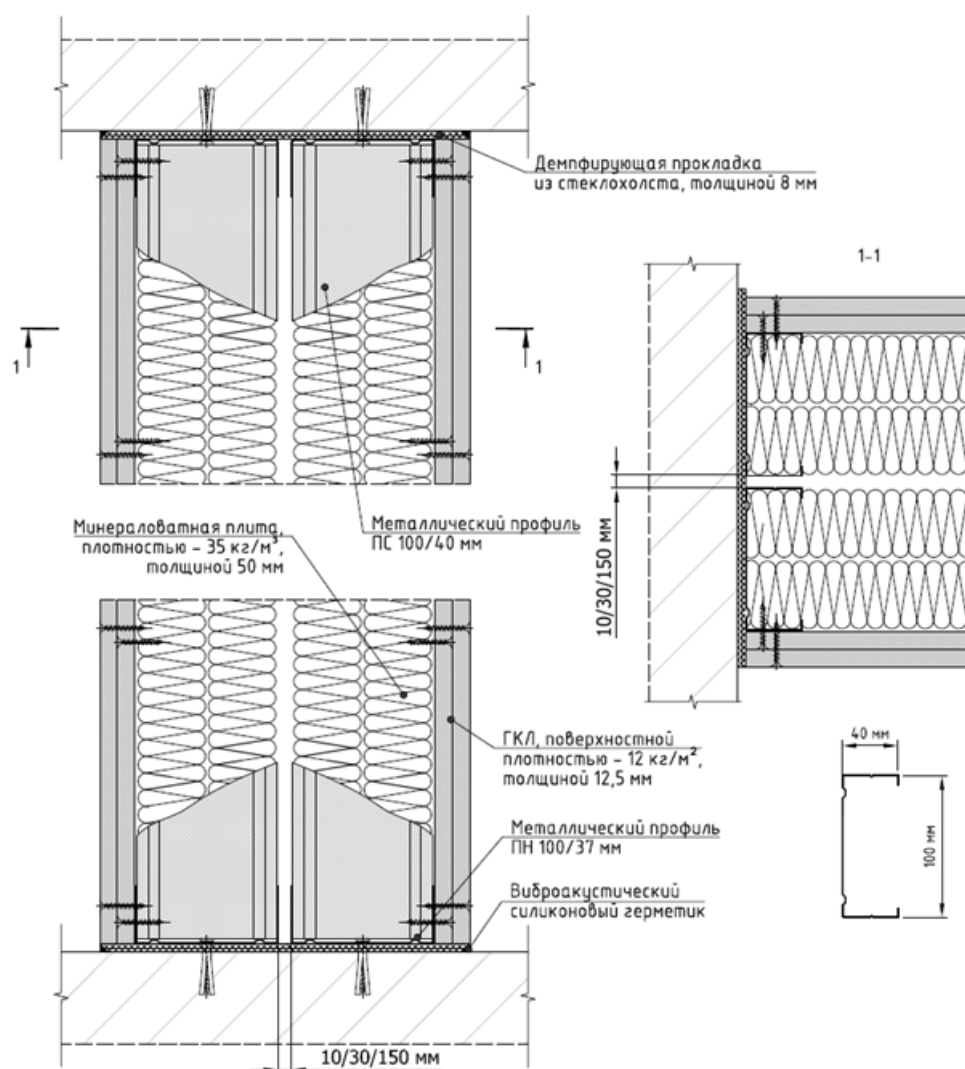


Рис. 6. Схема устройства каркасной перегородки на двойном металлическом каркасе с воздушным зазором: 1 - 10 мм, 2 - 30 мм, 3 - 150 мм.

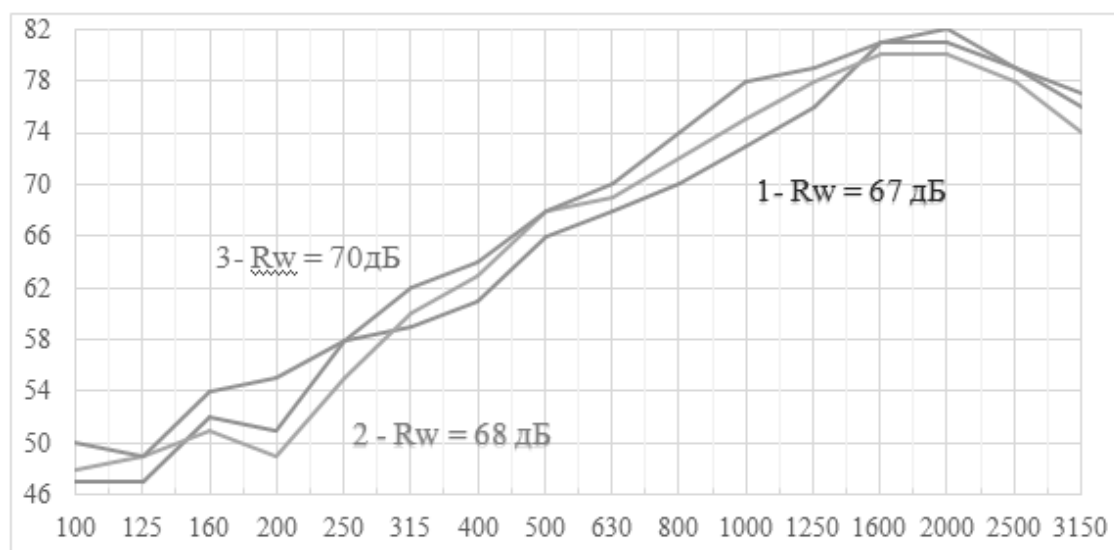


Рис. 7. Влияние ширины воздушного зазора между профилями двойного металлического каркаса: 1 - 10 мм, 2 - 30 мм, 3 - 150 мм.

5. ВЛИЯНИЕ ДЕМПФИРОВАНИЯ ПО ПЕРИМЕТРУ КАРКАСНОЙ ПЕРЕГОРОДКИ

Для изучения влияния демпфирования каркасно-обшивной конструкции на ее звукоизоляцию, рассматриваются два фрагмента перегородки размерами 2000×1200 мм на двойных каркасах ПС 50/40 мм, ПН 50/37 мм, толщиной 0,6 мм, обшитые с каждой стороны 2 листами ГКЛ, поверхностной плотностью - 12 кг/м², толщиной 12,5 мм, с заполнением минеральными плитами, плотностью - 30 кг/м³, толщиной 50 мм, в 2 слоя: 1 - перегородка установлена через демпфирующую прокладку из стеклохолста, толщиной 8 мм, по периметру шов загерметизирован силиконовым герметиком, 2 - без демпфирующей прокладки, по периметру шов заделан гипсовой шпатлевкой.

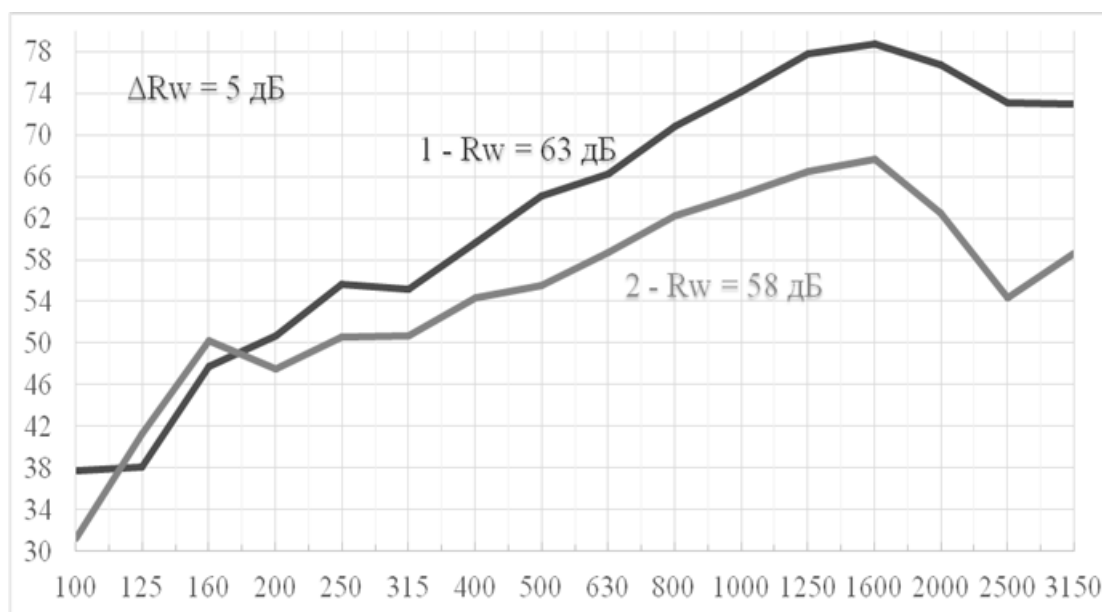


Рис. 8. Влияние демпфирования по периметру перегородки: 1 - перегородка установлена через демпферную прокладку, по периметру шов загерметизирован; 2 - без демпферной прокладки, по периметру шов заделан гипсовой шпатлевкой.

Из графика на рис. 8 видно, что демпфирование примыкания каркасной перегородки по периметру является важным: разница между эффективностью двух каркасных перегородок начинается уже с 200 Гц, особенно заметна на средних и высоких частотах, а ΔR_w перегородки с демпфирующим слоем возрастает до 5 дБ.

6. ВЛИЯНИЕ НАЛИЧИЯ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕГО СЛОЯ В КАРКАСНОЙ ПЕРЕГОРОДКЕ

Для изучения влияния наличия звукопоглощающего слоя в каркасно-обшивной конструкции на ее звукоизоляцию, рассматриваются два фрагмента перегородки размерами 2000×1200 мм, на одинарном каркасе из металлического профиля ПС 100/40 мм, ПН 100/37 мм, толщиной 0,6 мм, обшитые с каждой стороны 1 листом ГКЛ, поверхностной плотностью - 12 кг/м², толщиной 12,5 мм: 1 - без заполнения внутреннего пространства, 2 - с заполнением звукопоглощающей минеральной плитой, плотностью - 30 кг/м³, толщиной 100 мм. Конструкции установлены через демпфирующие прокладки из стеклохолста, толщиной 8 мм, по периметру швы загерметизированы силиконовым герметиком.

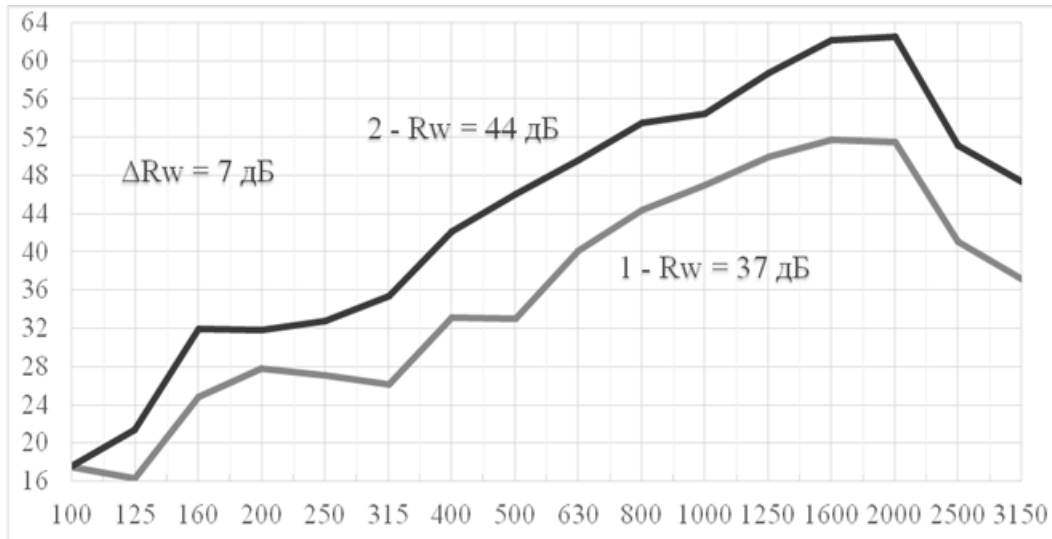


Рис. 9. Влияние наличия звукопоглощающего слоя: 1 – без заполнения внутреннего пространства, 2 – с заполнением звукопоглощающей минеральной плитой.

График звукоизоляции, представленный на рис. 9, подтверждает поправку из [7] на наличие звукопоглощающего слоя и, в данном случае, улучшает эффективность каркасной облицовки до 7 дБ.

7. ВЛИЯНИЕ ПЛОТНОСТИ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕГО СЛОЯ КАРКАСНОЙ ПЕРЕГОРОДКИ

Для изучения влияния плотности заполнителя каркасно-обшивной конструкции на ее звукоизоляцию, рассматриваются фрагменты перегородок размерами 2000×1200 мм на двойных каркасах ПС 50/40 мм, ПН 50/37 мм, толщиной 0,6 мм, обшитые с каждой стороны 2 листами ГКЛ, поверхностной плотностью - 12 кг/м², толщиной 12,5 мм, с заполнением минеральными плитами различной плотности толщиной 50 мм, в 2 слоя: 1 - плотностью 30 кг/м³, 2 - плотностью 35 кг/м³, 3 - плотностью 47 кг/м³. Конструкции установлены через демпфирующие прокладки из стеклохолста, толщиной 8 мм, по периметру швы загерметизированы герметиком.

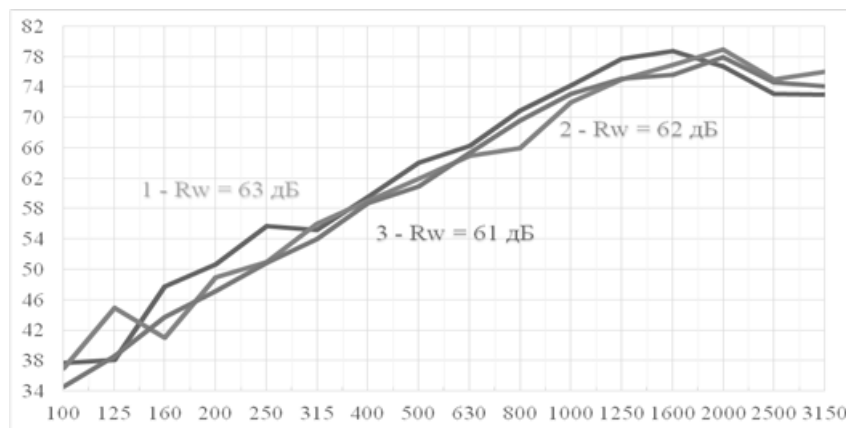


Рис. 10. Влияние плотности звукопоглощающего слоя: 1 - плотностью 30 кг/м³, 2 - плотностью 35 кг/м³, 3 - плотностью 47 кг/м³.

Как мы видим из графика на рис. 10, плотность звукопоглощающего слоя влияет на эффективность звукоизоляции каркасной перегородки, как и указано в [7], с уменьшением плотности звукопоглощающего материала, индекс звукоизоляции перегородки немного, но возрастает.

8. ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА ОБЛИЦОВКИ КАРКАСНОЙ ПЕРЕГОРОДКИ

Для изучения влияния материала листов облицовки каркасной перегородки на собственную звукоизоляцию, рассматриваются два фрагмента перегородки размерами 2000×1200 мм на одинарных каркасах, выполненных из ПС 95/50 мм, ПН 95/37 мм, толщиной 0,46 мм, обшитые с каждой стороны: 1 – 2 листами ГКЛ, поверхностной плотностью – 12 кг/м², толщиной 12,5 мм каждый, 2 – 2 листами ГВЛ, поверхностной плотностью – 19,5 кг/м², толщиной 15 мм каждый, с заполнением внутреннего пространства звукопоглощающими минеральными плитами, плотностью - 35 кг/м³, толщиной 50 мм в два слоя. Конструкции установлены через демпфирующие прокладки из стеклохолста, толщиной 8 мм, по периметру швы загерметизированы силиконовым герметиком.

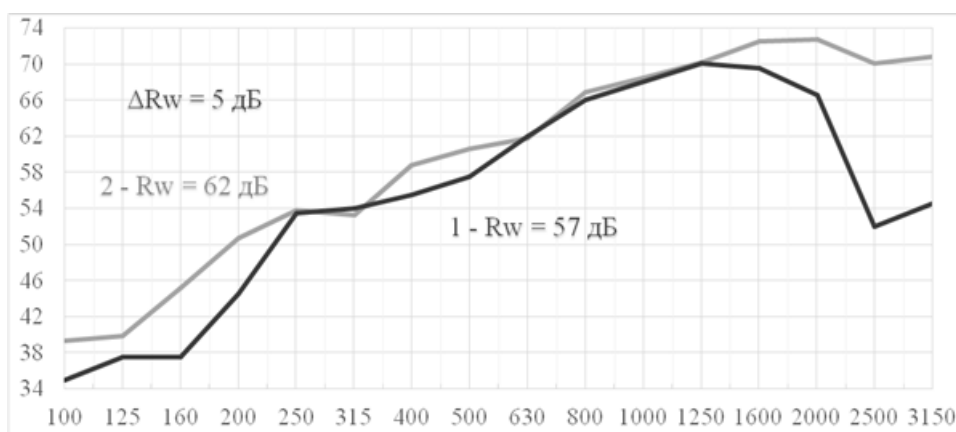


Рис. 11. Влияние влияния материала листов облицовки каркасной: 1 – 2 листами ГКЛ, поверхностной плотностью – 12 кг/м², толщиной 12,5 мм, 2 – 2 листами ГВЛ, поверхностной плотностью – 19,5 кг/м², толщиной 15 мм.

Как мы видим из рис. 11, из-за большей плотности ГВЛ листов, увеличивается поверхностная плотность конструкции, следовательно, эффективность конструкции возрастает по все тому же закону масс [7], отсюда и возникает разница между перегородками $\Delta R_w = 5$ дБ.

9. ВЛИЯНИЕ РАЗДЕЛЕННОГО ОСНОВАНИЯ НА ЗВУКОИЗОЛЯЦИЮ ПЕРЕГОРОДКИ, УСТАНОВЛЕННОЙ НА ДВОЙНОМ КАРКАСЕ

Для изучения влияния разделенного основания, на которое устанавливается каркасная перегородка, рассматриваются фрагменты перегородок размерами 2000×1200 мм на двойном независимом каркасе ПС 100/40 мм, ПН 100/37 мм, толщиной 0,6 мм (расстояние между профилями каркасов в обоих случаях одинаковое - 10 мм), обшитые с каждой стороны 2 листами ГКЛ, поверхностной плотностью - 12 кг/м², толщиной 12,5 мм каждый, с заполнением внутреннего пространства звукопоглощающей минеральной плитой, плотностью - 35 кг/м³, толщиной 50 мм в два слоя. Конструкции установлены на различных основаниях: 1 – на общем, 2 – на разделенном, через демпфирующие прокладки из стеклохолста, толщиной 8 мм, по периметру швы загерметизированы силиконовым герметиком.

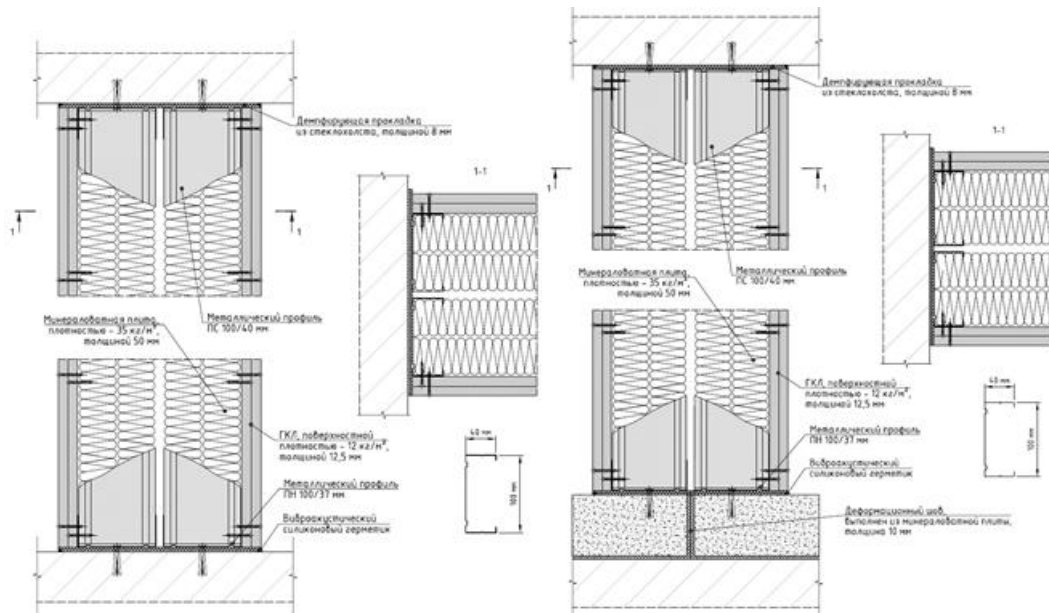


Рис. 12. Схема устройства каркасных перегородок на двойном металлическом каркасе на различных основаниях: 1 – на общем, 2 – на разделенном.

Из графика лабораторных измерений звукоизоляции каркасных перегородок, установленных на различных основаниях, представленном на рис. 13, мы видим, что благодаря устройству двойного металлического каркаса на разделенные основания, мы получаем улучшение звукоизоляции конструкции $\Delta R_w = 2$ дБ.

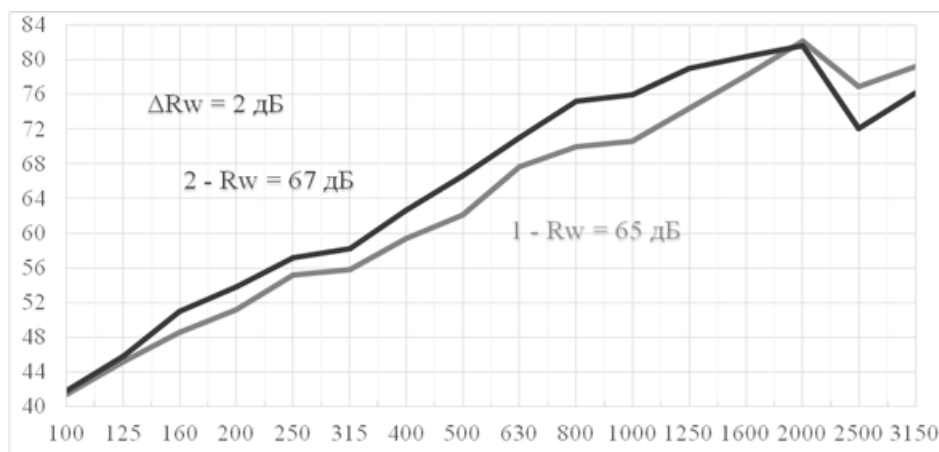


Рис. 13. Влияние разделенного основания, на которое устанавливается каркасная перегородка на ее звукоизоляцию: 1 – на общем, 2 – на разделенном.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По итогам исследования можно сделать вывод, что существуют определенные конструктивные особенности, влияющие на звукоизоляцию многослойных каркасно-обшивных конструкций, которые могут быть не учтены при проектировании, но являются критически важными, например: материал каркаса будущей перегородки, из-за которого разница между деревянным и металлическим каркасом достигает 8 дБ; сечение металлопрофиля, благодаря изменению которого можно получить прирост до 3 дБ. Также в ходе сравнения рассмотрено влияние наличия и плотности звукопоглотителя; наличие демпфирующего слоя, благодаря которому индекс звукоизоляции конструкции увеличивается до 5 дБ. Изучено влияние устройства двойного каркаса на разделенные основания.

Несомненно, что рассмотренные особенности необходимо учитывать при выборе конструктива и материалов при проектировании каркасных звукоизоляционных перегородок в гражданских зданиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Basner, M., Babisch, W., Davis, A., Brink, M., Clark, C., Janssen, S., & Stansfeld, S. (2014). Auditory and non-auditory effects of noise on health. *Lancet* (London, England), 383(9925), 1325–1332.
2. Постановление Правительства РФ от 26.12.2014 N 1521 (ред. от 07.12.2016) "Об утверждении перечня национальных стандартов и сводов правил (частей таких стандартов и сводов правил), в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований Федерального закона "Технический регламент о безопасности зданий и сооружений".
3. СП 51.13330.2011 Защита от шума, актуализированная версия СНиП 23-03-2003: Госстрой России. – М.: ФГУП ЦПП, 2011.
4. Фадеев А. С, Цукерников И. Е.. Оценка изоляции воздушного шума межквартирной перегородки из поризованных материалов невысокой объемной плотности // Акустика среды обитания АСО – 2019, четвертая всероссийская конференция молодых ученых и специалистов, материалы конференции — М., 2019
5. Крышов С.И. Натурные измерения звукоизоляции в новостройках Москвы // Материалы Международной Акустической Конференции МАК 2019, Москва, 01.02.2019.
6. ГОСТ 27296-87 «Защита от шума в строительстве. Звукоизоляция ограждающих конструкций. Методы измерения» — М.: Издательство стандартов, 1988.
7. СП 275.1325800.2016 Конструкции ограждающие жилых и общественных зданий. Правила проектирования звукоизоляции. – М.: Стандартиформ, 2017.

ВОЗМОЖНОСТИ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОАКУСТИЧЕСКОГО ПОГЛОТИТЕЛЯ ЗВУКА

А.А. Вишневский, А.И. Комкин

Московский Государственный Технический Университет имени Н.Э. Баумана, Москва

E-mail: akomkin@mail.ru

В данной статье проведен обзор работ по конечно-элементному моделированию электроакустического поглотителя звука на основе в среде COMSOL Multiphysics. В качестве поглотителя использовался шунтированный динамик. Рассмотрены особенности моделирования такого поглотителя звука в этой среде. Приведены примеры и результаты моделирования электроакустических поглотителей звука для целого ряда практических приложений.

Ключевые слова: звук, поглощение, динамик, шунт, акустический импеданс, активный поглотитель, численное моделирование.

ВВЕДЕНИЕ

Данная работа является продолжением серии исследований авторов, посвященным изучению электроакустического поглотителя звука [1, 2]. Такой поглотитель в общем случае является активным, так как наряду с активными системами, основанными на принципе деструктивной интерференции, он требует для своей работы подвода дополнительной электрической энергии, что дает возможность гибко регулировать акустические характеристики такого поглотителя, приближая их к оптимальным.

Идея построения активного поглотителя звука появилась, по-видимому, в середине прошлого века и в дальнейшем получила свое развитие уже в наше время. При этом в качестве поглотителя в таких системах используется обычный динамик, на вход которого подают пропущенный через корректирующую цепь сигнал с микрофона, регистрирующий звуковое давление у излучающей поверхности. Такое включение приводит к изменению акустического импеданса динамика в целом. При этом характеристики шунтирующей цепи следует подбирать таким образом, чтобы в рассматриваемом частотном диапазоне акустический импеданс динамика приближался бы к волновому сопротивлению воздуха, что в идеале обеспечивает идеальное поглощение падающего звука.

Помимо упомянутых выше работ, которые содержали как результаты теоретического анализа, так и результаты экспериментальных исследований, следует отметить ряд исследований [3-7], в основу которых положено конечно-элементное моделирование активных поглотителей звука. Это стало возможным благодаря появлению современного программного обеспечения, позволяющего интегрировать моделирование процессов различной физической природы. Работа [3] авторы описывают ключевые концепты шунтированного динамика и демонстрирует пример моделирования такой системы. В работе [4] исследовано моделирование характеристик затухания звука в канале с использованием шунтированного динамика. Установлено, расположение шунтируемого динамика необходимо осторожно выбрать, так как влияют положения, где расстояние между твердым концом и "мягкой границей" - нечетные кратные числа длиной волны $1/4$. В работе [5] отмечается индустриальный потенциал применения шунтирующего динамика и отличия от результатов моделирования. В работе [6] отмечаются особенности моделирования шунтированных динамиков в качестве поглотителей шума в помещении. В работе [7] проведена фундаментальная работа по исследованию активных поглотителей звука и

отмечены ключевые особенности их конечно-элементного моделирования. Следует отметить, что большинству упомянутых статей исследования проводились на основе конечно-элементного моделирования в среде COMSOL Multiphysics. Методы конечно-элементного моделирования открывают широкие возможности и находят все большее применение для проведения различного рода инженерных расчетов [8-10].

Целью данной работы является анализа возможностей конечно-элементного моделирования динамика как излучателя звука в среде COMSOL выявление особенностей применение этой среды для исследования активных поглотителей звука.

1. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКА В СРЕДЕ COMSOL

Проектирование и моделирование моделей производятся в современных программных пакетах, таких как COMSOL Multiphysics. Comsol это кросс-платформенный конечно-элементный анализ, программное обеспечение для моделирования. Реализуется рабочий процесс для электрических, механических, жидкостных, акустических и химических приложений. Конструктор приложений может быть использован для разработки независимых пользовательских приложений. Для знакомства с проектированием динамика целесообразно воспользоваться библиотекой моделей Comsol. Библиотека содержит готовые шаблоны различных объектов, которые можно скачать и исследовать, или переиспользовать в своих моделях.

На рис.1 представлена геометрия динамика и входящие в него подвижные части в среде Comsol. При выборе той или иной части динамика в интерфейсе программы слева, она будет подсвечена на чертеже динамика в окне справа.

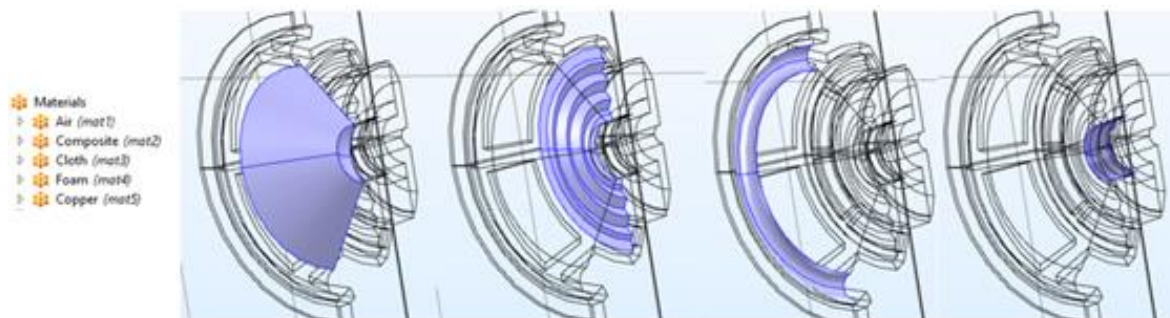


Рис. 1. Работа с подвижными частями динамика в среде Comsol

Расчет и анализ характеристик динамика проводится в частотной области. Расчет включает в себя построение как общего электрического импеданса динамика, так и уровня звукового давления в осевом направлении при номинальном питающем напряжении как функций частоты. При построении модели динамика используются интерфейсы Magnetic Fields и Acoustic-Structure Intereaction Multiphysics.

Такой подход иллюстрируется рис. 2, с левой стороны показана картина распределения амплитуд колебаний подвижных частей динамика. Затем, основываясь на этих данных, программа определяет уровни звукового давления, создаваемые колеблющейся мембраной динамика. В качестве примера на рис. 2, б приведены результаты расчета уровней звукового давления, который будет создавать динамик помещенный в короб на частоте 1000 Гц.

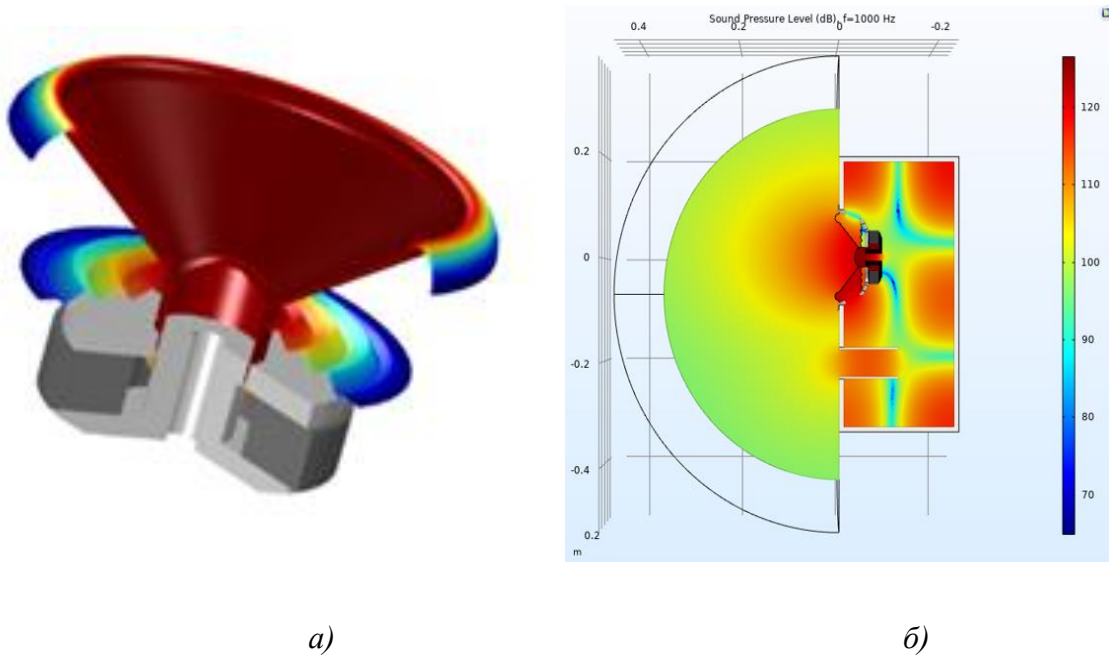


Рис. 2. Результаты моделирования динамика в среде Comsol в виде картин распределения амплитуд колебаний подвижных частей динамика (а) и уровней звукового давления в окрестности динамика (б)

В блоге Comsol [11-15] авторы рассматривают как теорию, так и делятся практическими результатами моделирования динамиков, отмечая, что даже для моделирования их простейших конфигураций требуются знания и опыт, понимание того как распространяются акустические волны в пространстве, что особенно важно в системах активного шумоподавления. В [13, 14] описываются современные вызовы моделирования для инженеров акустиков. потребители всегда будут ожидать наилучшего качества звука, даже когда их устройства становятся все меньше и компактнее. Превосходное качество звука достигается благодаря тщательно спланированным и хорошо продуманным микро-динамиком. Малые размеры микро-динамиков делают сложной задачей их проектирования. Тонкая мембрана может даже разбиться при слишком сильном звуковом давлении, которое может привести к повреждению. Помимо учета хрупкой мембраны, инженерам-акустикам также необходимо создать конструкцию, исключающую перегорание звуковой катушки и мембраны, вызванное чрезмерной величиной тока. Используя программное обеспечение для моделирования, инженеры могут тестировать и улучшать свои конструкции микро-динамиков в несколько раз сокращая время проектирования и экономя средства. При этом моделирование дает гораздо больше информации по эксплуатационным характеристикам микро-динамиков, которую невозможно получить с помощью физических испытаний.

На рис. 3 представлены данные, полученные в результате вибро-акустического анализа и показывающие картину изменение движение мембраны с увеличением частоты. На низких частотах большая часть центральной части мембраны работает как жесткий поршень, выталкивая воздух по мере его движения вперед и назад. По мере увеличения частоты могут быть возбуждены режимы более высокого порядка, что делает диафрагму менее эффективной и, таким образом, ухудшает звук, излучаемый микро-динамиком.

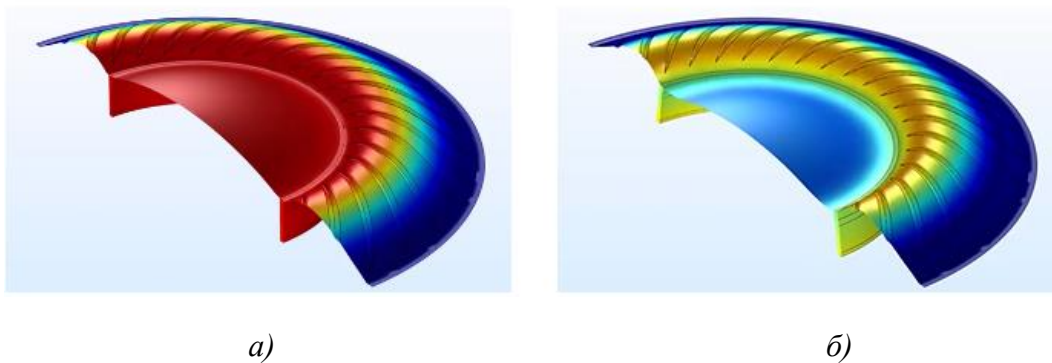


Рис. 3. Картины распределения амплитуды колебаний мембраны динамика на частоте 1000 Гц (а) и на частоте 11 200 Гц (б).

В [12] приведены результаты измерения шума в тестовой экспериментальной установке и их сравнение с результатами расчетов такого шума в среде COMSOL Multiphysics. В качестве тестовой установки использовали трубу с регулируемой длиной. На одном конце трубы устанавливался динамик, который генерировал синусоидальные сигналы с частотой от 50 Гц до 5000 Гц. Результирующий уровень звукового давления измерялся микрофоном на другом конце трубы. Соответствующая модель была создана в COMSOL Multiphysics с использованием физического интерфейса *Pressure Acoustics* (Скалярная акустика). Стенки трубы задавались граничным условием *Sound Hard Boundary* (Жёсткая акустическая стенка). При моделировании динамик задавался различными способами: как *monopole point source* (точечный источник) или как распределенный излучатель с помощью узла *normal acceleration* (нормальное ускорение), для которого задавался диффузор различной формы (плоский, сферический или конусообразный). Как и следовало ожидать, наилучшие результаты были достигнуты с конусообразной формой диффузора.

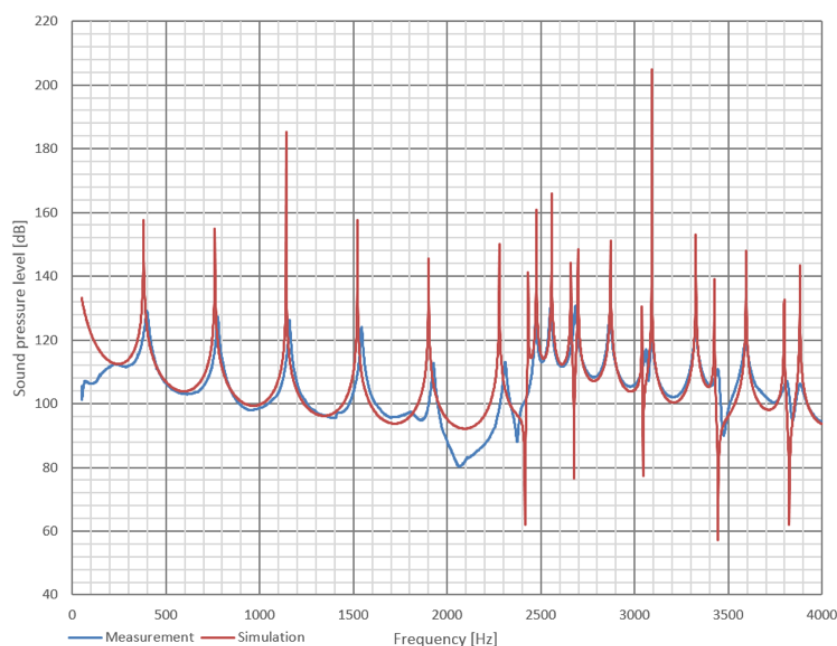


Рис. 4. Сравнение измеренных данных (синяя линия) и результатов моделирования (красная линия).

На рис. 4 представлены данные, полученные для длины трубы равной 450 мм. Как показывают представленные графики, что результаты моделирования хорошо согласуются с измеренными данными. Несоответствие некоторых пиков может быть связано с тем, что установка была немного другой длины, чем в модели, либо была не учтена упругость стенок, что может оказать небольшое влияние на эффективную скорость звука в системе. При сравнении также заметно присутствие некоторых дополнительных потерь, присутствующих в реальной системе, о чём говорит большая ширина резонансных пиков на экспериментальной зависимости. Эти эффекты могут быть включены в более подробную модель. Но в целом можно отметить, что моделирование излучения динамика в среде COMSOL Multiphysics дает очень хорошие результаты и обладает большим потенциалом.

2. ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ АКТИВНОГО ПОГЛОТИТЕЛЯ ЗВУКА

Реализации системы активного поглощения звука основана использовании динамика с шунтирующим элементом. Схема такого динамика, размещенного в торцевом сечении канала с площадью поперечного сечения S , представлена на рис. 5. Обмотки динамика соединены через шунт с импедансом Z_s . На динамик падает звуковая волна с амплитудой P^+ , которая частично отражается. Амплитуда отраженной волны P^- будет определять коэффициент отражения $R = P^- / P^+$. В свою очередь коэффициент отражения будет определять коэффициент поглощения α звука динамиком $\alpha = 1 - |R|^2$.

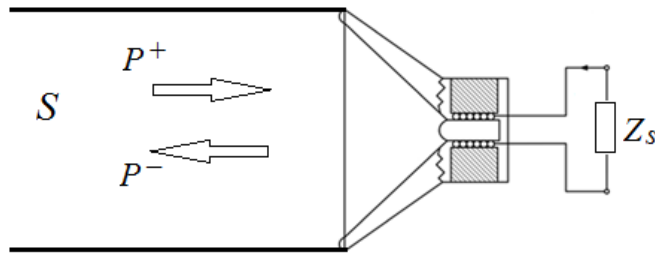


Рис. 5. Шунтированный динамик в торцевом сечении канала

Для рассматриваемого случая коэффициент отражения определяется формулой:

$$R = \frac{Z - \rho c S}{Z + \rho c S}, \quad (1)$$

где ρc – волновое сопротивление воздуха; ρ – плотность воздуха; c – скорость звука в воздухе; Z – полный импеданс динамика.

Из (1) следует, что когда полный импеданс динамика Z стремился к значению $\rho c S$, значение коэффициента отражения стремиться к нулю, а коэффициент поглощения – к единице, т.е. имеет место полное поглощение звука. Отсюда вытекает, что необходимо найти такой импеданс шунта Z_s , чтобы импеданс динамика $Z = \rho c S$. Это позволяет найти следующее выражение для импеданса шунта, обеспечивающего полное поглощение звука динамиком [2]:

$$Z_s = \frac{(Bl)^2}{\rho c S - i\omega m + \gamma + k/i\omega} - (R_e + i\omega L_e), \quad (2)$$

где B – магнитная индукция; l – длина проводника (провода в катушке динамика); R_e , L_e – соответственно сопротивление и индуктивность катушки динамика; m – масса

подвижной части динамика; k – жесткость мембраны динамика; γ – коэффициент демпфирования; ω – круговая частота.

Следует отметить, что практическая реализация требуемого импеданса шунта, определяемой формулой (2) и обеспечивающий полное поглощение звука, является очень сложной задачей, которую можно решить лишь в ограниченном виде.

Работу Лиссека [3] можно назвать отправной точкой по моделированию электроакустического поглотителя. Авторы показывают основную концепцию электроакустических поглотителей, а также проводят моделирование с помощью акустического модуля Comsol Multiphysics®. В его работе представлена конечно-элементная модель электроакустического поглотителя, которая демонстрирует схожесть с реальными измерениями импедансной трубы.

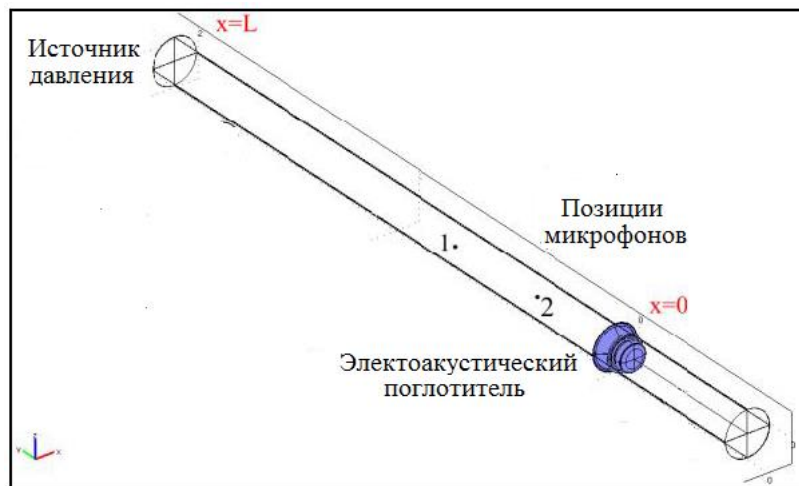


Рис. 6. Схема моделирования динамика

Для расчета коэффициента поглощения звука использовался метод двух микрофонов. Коэффициент отражения рассчитывался как отношение комплексных амплитуд падающих и отраженных акустических волн, исходя из предположения об отсутствии затухания внутри трубы.

Рис. 7 иллюстрируют вычисленные и измеренные значения коэффициентов поглощения динамика с закороченными и разомкнутыми обмотками.

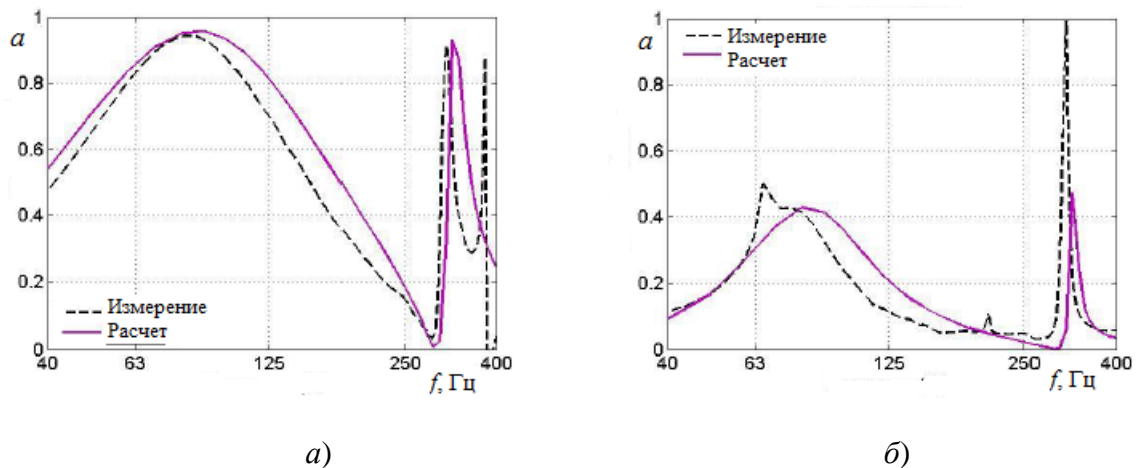


Рис. 7. Измеренные и расчетные зависимости коэффициента поглощения от частоты для динамика с закороченными (а) и разомкнутыми (б) обмотками

Представленные графики показывают, что вычисленные и измеренные кривые довольно хорошо совпадают. Это позволяет нам обосновать модель для изучения и оценки характеристик электроакустического поглотителя.

На рис. 8 показаны графики расчетных значений коэффициента поглощения для различных значений сопротивления шунта, которые показывают, что шунтирование громкоговорителя позволяет варьировать добротность и обеспечивать полное поглощение при резонансе.

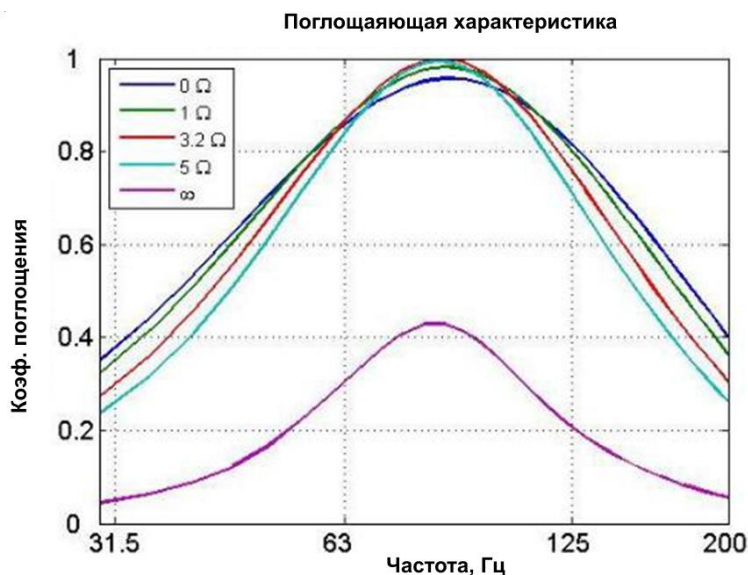


Рис. 1. Расчетные зависимости коэффициента поглощения от сопротивления шунта

В работе [5] авторы исследуют промышленное применение электроакустических поглотителей. Основываясь на результатах моделирования в среде COMSOL Multiphysics, было сделано заключение, что электроакустические поглотители дадут возможность достичь значительного снижения шума внутри воздуховода, таким образом, потенциально позволяя уменьшать шума и снаружи здания даже на низких частотах. Правда существенное снижение шума ими было достигнуто лишь в довольно узкой полосе частот.

ВЫВОДЫ

Проведенный обзор возможностей применения конечно-элементного моделирования электроакустического поглотителя на основе шунтированного динамика в среде COMSOL Multiphysics позволил заключить, что такой подход имеет большие перспективы. Моделирование с использованием ресурсов Comsol дает возможность рассчитывать и анализировать такое сложное устройство как динамик, в работе которого интегрированы процессы различной физической природы, и получать при этом результаты, хорошо согласующиеся с результатами измерений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Астраханцева А.Д., Худякова Н.Л., Комкин А.И., Семенцов С.Г. Шунтированный динамик как поглотитель звука // Акустика среды обитания: сб. трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2018). М. 2018. С. 34-42.

2. Худякова Н.Л., Вишнеvский А.А., Комкин А.И., Семенов С.Г. Исследование активного поглотителя звука на основе шунтированного динамика // Акустика Среды обитания: сб. трудов Четвертой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (ACO-2019). М. 2019. С. 235-240.
3. Lissek H, Boulandet R, Fleury R. Electroacoustic absorbers: Bridging the gap between shunt loudspeakers and active sound absorption. Journal of the Acoustical Society of America. 2011; 129(5).
4. Zhaoyi Gul, Xinyun Liu, Jiancheng Tao, Xiaojun Qiu Applying the shunted loudspeaker for low-frequency sound attenuation. Internal noise conference Hong-Kong 2017.
5. Hervé Lissek, Victor Desarnaulds Development of electroacoustic absorbers as sound-proofing solutions for an industrial ventilation. Ausrtia Noise control for quality life 2013.
6. Sami Karkar, Etienne Rivet, Hervé Lissek Optimal impedance for electroacoustic absorbers FORUM ACUSTICUM 2014 Karkar et al., 7-12 September, Krakow.
7. Dipl. Marco Norambuena Active control of sound absorption D 83, Berlin 2012.
8. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. On the attached length of orifices // Acoustical Physics. 2012.v.58. №6. P.628–632.
9. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. Eigenfrequency of a Helmholtz Resonator at the Wall of a Rectangular Duct // Acoustical Physics. 2014. v. 60. №2. P.142–147.
10. Komkin A.I., Bykov A.I. Inertial attached neck length of Helmholtz resonators // Acoustical Physics. 2016. v. 62. № 3. P. 269–279.
11. Галерея приложений Comsol [Электронный ресурс]: <https://www.comsol.ru/models> (дата обращения: 01.04.2020).
12. Блог Comsol [Электронный ресурс]: Моделирование распространения акустических волн для систем активного шумоподавления. <https://www.comsol.ru/blogs/simulating-acoustic-transfer-paths-for-active-noise-control/> (дата обращения: 01.04.2020).
13. Блог Comsol [Электронный ресурс]: How to Simulate Control Systems Using the PID Controller Add-In <https://www.comsol.com/blogs/how-to-simulate-control-systems-using-the-pid-controller-add-in/> (дата обращения: 01.04.2020).
14. Блог Comsol [Электронный ресурс]: Optimizing Microspeaker Designs Using Simulation <https://www.comsol.com/blogs/optimizing-microspeaker-designs-using-simulation/> (дата обращения: 01.04.2020).
15. Галерея приложений Comsol [Электронный ресурс]: OW Microspeaker: Simulation and Correlation with Measurements <https://www.comsol.com/model/ow-microspeaker-simulation-and-correlation-with-measurements-78121> (дата обращения: 01.04.2020).

ОБ ОПЫТЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПУЗЫРЬКОВ ВОЗДУХА В ВОДЕ ПО РАЗМЕРАМ ПАССИВНЫМ ГИДРОАКУСТИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

С.А. Гаврильев, М.В. Иванов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, каф. «Экология и промышленная безопасность», г. Москва

stepan.tab92@gmail.com

Задача определения распределения пузырьков воздуха в воде по размерам является одной из ключевых при расчёте, проектировании и эксплуатации газожидкостных систем. В настоящее время для решения данной задачи используются оптические и гидроакустические методы. В данной работе описаны сложности с применением пассивного гидроакустического метода. Показано, что шум, создаваемый пузырьками, обусловлен не только их гармоническими пульсациями, но и отрывом от источника и схлопыванием. При отрыве и схлопывания излучается широкополосный шум, который усложняет выделение шума гармонических пульсаций пузырьков.

Ключевые слова: пузырьки, акустика

ВВЕДЕНИЕ

Определение распределения пузырьков воздуха в воде является одной из ключевых при расчёте, проектировании и эксплуатации газожидкостных систем. Например, при очистке сточных вод методом флотации, как на этапе предварительного расчёта стадий флотации, так и на этапе поддержания режима работы флотационной установки, появляется необходимость мониторинга состояния газожидкостной смеси [1–3]. Для решения таких задач применяются различные системы: оптические и гидроакустические.

Оптические методы определения размеров пузырьков газа в жидких средах основаны на принципах блокировки света [4] или отражения в темном поле [5]. Суть этих методов заключается в том, что через пузырек пропускается лазерный луч и фотодетектором измеряется отраженный и преломленный свет от пузырька. Также к оптическим методам можно отнести и фотометрические. Они основаны на анализе снимков газожидкостной смеси, например, методом компьютерного зрения DensePose [6]. Корректность определения пузырьков зависит от множества факторов. В первую очередь от качества снимков (разрешения и контрастности), оно должно быть достаточным, чтобы можно было различить отдельно взятый пузырек. Во-вторых, от применяемого алгоритма анализа снимков.

Главным же недостатком оптических и фотометрических методов является то, что они применимы только в оптических прозрачных средах, т.е. они не годятся для измерений в мутных жидких средах. Т.к. зачатую сточные воды являются мутными, то таких случаях применяются акустические методы.

Большая часть современных акустических методов, являются активными, т.е. они основаны на измерении затуханий и скорости акустической волны, проходящей через слой пузырькового облака. Примеры реализации такого подхода описаны в работах [7–9]. Но стоит учитывать, что такие методы имеют немаловажную особенность: акустическая волна, генерируемая для облучения пузырькового облака, может оказывать влияние на пузырьки. Это явление можно заметить в результатах работы [13]. Авторы этой

работы провели ряд экспериментов, при этом изменяли интенсивность излучаемой акустической волны и в каждом из экспериментов получили разные результаты. Таким образом в ряде случаев, где особенно важно поддержание режимов с определенным размером пузырьков, недопустимо применение активных методов. Поэтому в предпочтительно использование пассивных методов, которые не оказывают влияния на динамику исследуемых процессов.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Впервые вопрос акустики пузырьков был рассмотрен Лордом Релеем в 1917 году в работе [10]. В этой работе рассмотрена динамика одиночного газового пузырька в несжимаемой жидкости. Пузырек пульсирует под действием звуковой волны. Релей описал динамику пузырька следующим уравнением:

$$\rho_1(R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2) = P_R(t) - P_\infty(t), \quad (1)$$

где: R – радиус пузырька, ρ_1 – плотность жидкости, $P_R(t)$ – переменное по времени давление на поверхности пузырька, $P_\infty(t)$ – давление на бесконечности.

В 1933 году Минаэрт показал, что при адиабатических условиях (теплообмен между газом пузырька и жидкостью незначителен) частота акустического сигнала f , излучаемого пузырьком газа, зависит от его размера следующим образом:

$$f = \frac{1}{2\pi R} \sqrt{\frac{3\gamma P}{\rho}}. \quad (2)$$

где f – частота звуковой волны, излучаемая пузырьком; P – абсолютное давление жидкости; γ – коэффициент удельной теплоёмкости газа, ρ – плотность жидкости; R – радиус пузырька.

Это выражение действительно для сферических пузырьков. Форма пузырей обычно изменяется за время всплывания. В зависимости от размера они могут иметь форму сферы, сплюснутого сфероида сферического сегмента или шляпки гриба. В работе [11] представлен критерий, в соответствии с которым пузырьки можно считать приближенно сферическими, если выполняется условие:

$$R < \delta_\sigma. \quad (3)$$

где R – радиус пузырька; δ – капиллярная постоянная жидкости.

Согласно этому критерию пузырьки в воде имеют форму сферы, если их радиус $R < 2,7$ мм.

Выражение Миннаэрта также показывает очень простую обратную зависимость для расчета размера пузырька по частоте излучаемого им звука. Например, если пузырек воздуха в воде излучает звук на частоте 3000 Гц, то значит его радиус равен 1 мм.

Наиболее полное описание акустики пузырьков было дано Лейтоном (1994). Согласно [12], спектр звука, излучаемого пузырьками, может быть использован для определения их размеров. Затем эта идея нашла свое развитие в работах [13–19]. Но во всех работах никак не учитывается то, что пузырьки создают шум не только в следствии пульсаций, но и при отрыве от источника, и схлопывании.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Для наглядного отражения необходимости разделения общего шума пузырьков воздуха в воде был проведен ряд экспериментов. Установка состоит из: прозрачной колонны (1) высотой 1200 мм и диаметром 50 мм, аэратора (2), баллона со сжатым воздухом (3), двух гидрофонов типа 8103 фирмы Bruel & Kjaer (5), многоканального анализатора сигналов Pulse LAN-XI фирмы Bruel & Kjaer (6) и ПК (7) с ПО LabShop.

Колонна (1) была наполнена водой. В нее с баллона (3) через аэратор (2) подавался воздух. Расход воздуха выставился вентилем (4). Шум пузырьков измерялся гидрофонами (5), подключенными к многоканальному анализатору спектра (6). Обработка измерений проводилась на ПК (7) с ПО Labshop. Один из гидрофонов был расположен на дне колонны в непосредственной близости к аэратору. Второй гидрофон свободно перемещался по всей высоте колонны.

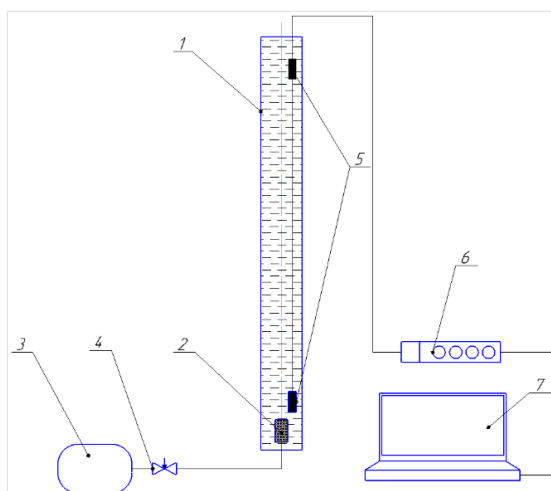


Рисунок 1. Схема экспериментальной установки

Средний радиус пузырьков был равен ~ 2 мм. Он был оценен фотометрическим способом. Поскольку пузырьки были примерно одинакового размера, то основываясь на выражении 2, мы ожидали увидеть на спектрах пики на частоте $\sim 1,5$ кГц. Но если посмотреть на результаты измерений (рис. 2), то пик на этой частоте можно обнаружить только на спектре, полученном с измерений в середине колонны.

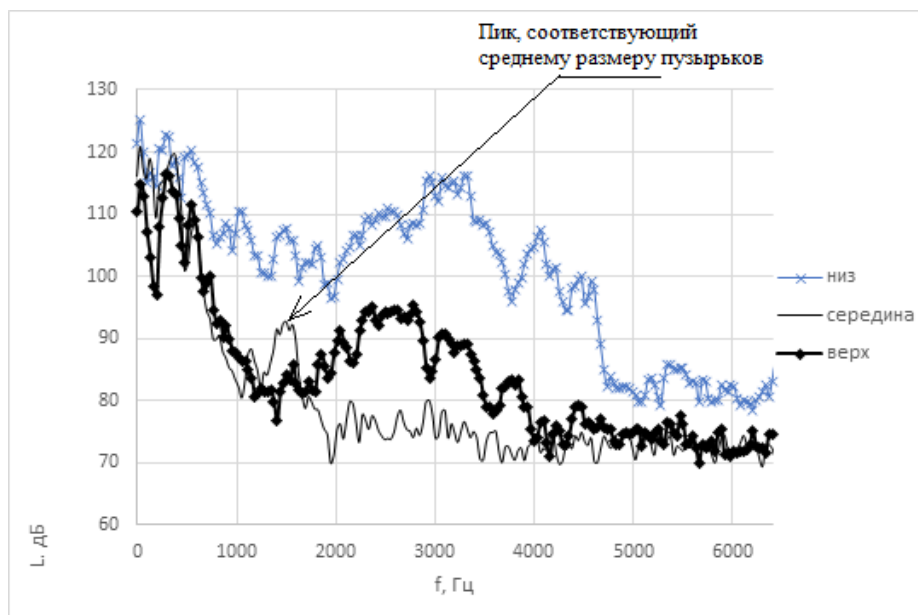


Рисунок 2. Результаты экспериментов

Внизу колонны уровень шума, создаваемого пузырьками, выше, чем в середине и верхней точке колонны и имеет широкополосный спектр (до $\sim 4,7$ кГц). В середине колонны высокочастотная часть шума отрыва затухает, и уже можно выделить пик на ча-

стоте $\sim 1,5$ кГц, соответствующий пульсациям пузырьков. А в самой верхней точке колонны спектр снова приобретает широкополосный характер (до ~ 4 кГц), что не позволяет выделить нужный нам пик. Предположительно, это шум схлопывания пузырьков.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе наглядно показано, что шум, создаваемый пузырьками, обусловлен не только их гармоническими пульсациями, но и отрывом от источника и схлопыванием. При отрыве и схлопывания излучается широкополосный шум, который усложняет выделение шума гармонических пульсаций пузырьков. В некоторых случаях эту задачу можно упростить с помощью изолирования с расстоянием, т.е. требуется подобрать точку установки измерительных гидрофонов, либо использовать вертикальный массив гидрофонов (с учетом опыта применения, описанного в работе [20]) так, чтобы уровни шумов отрыва и схлопывания были достаточно ниже уровня шума пульсаций пузырьков. А также заранее зная максимально возможный размер пузырьков и то, что частота пульсаций пузырьков, согласно Минаэрту, обратно пропорциональна их размеру, есть возможность избавиться от низкочастотной части спектра применив фильтры низких частот.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ksenofontov B.S., Ivanov M. V. A novel multistage kinetic modeling of flotation for wastewater treatment // Water Sci. Technol. 2013.
2. Ivanov M. V, Ksenofontov B.S. Intensification of flotation treatment by exposure to vibration // Water Sci. Technol. IWA Publishing, 2014. Vol. 69, № 7. P. 1434–1439.
3. Sazonov D. et al. Wastewater treatment by flotation with modern system of aeration // International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM. International Multidisciplinary Scientific Geoconference, 2014. Vol. 1, № 5. P. 815–820.
4. Zhang Y., Sun H. Measurement of bubble size distribution in liquids by optical and acoustical methods // Proc. - Int. Conf. Commun. Syst. Netw. Technol. CSNT 2012. 2012. P. 671–674.
5. Martin Villiger et al. Dark-Field Optical Coherence Microscopy - OSA Technical Digest (CD) // Biomedical Optics. 2010.
6. Zhuravlev A. Study of a Method for Effective Noise Suppression in Passive Personnel Screening Systems // IEEE International Conference on Microwaves, Antennas, Communications and Electronic Systems. 2019. P. 1–6.
7. Wu X.J., Chahine G.L. Development of an acoustic instrument for bubble size distribution measurement // J. Hydrodyn. 2010. Vol. 22, № 5 SUPPL. 1. P. 325–331.
8. Christensen M., Thomassen P. Experimental Determination of Bubble Size Distribution in a Water Column by Interferometric Particle Imaging and Telecentric Direct Image Method. 2014. № June. P. 121.
9. Xue J. Bubble Velocity, Size and Interfacial Area Measurements in Bubble Columns. 2004. № December. P. 1–210.
10. Rayleigh, Lord. VIII. *On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity* // London, Edinburgh, Dublin Philos. Mag. J. Sci. 1917.
11. Волков П.К. Динамика жидкости с пузырьками газа // Механика жидкости и газа. 1996. № 3. P. 75–88.
12. Leighton T. Acoustic bubble detection - I: The detection of stable gas bodies. 1994.
13. W.R. Boyd J., Varley J. The uses of passive measurement of acoustic emissions from chemical engineering processes // Chem. Eng. Sci. Pergamon, 2001. Vol. 56, № 5. P. 1749–1767.
14. Manasseh R. et al. Passive acoustic bubble sizing in sparged systems // Exp. Fluids.

- Springer-Verlag, 2001. Vol. 30, № 6. P. 672–682.
15. Greene C.A., Wilson P.S. Laboratory investigation of a passive acoustic method for measurement of underwater gas seep ebullition // J. Acoust. Soc. Am. 2012. Vol. 131, № 1. P. EL61–EL66.
 16. Husin S., Mba D. Correlation between Acoustic Emission (AE) and Bubble Dynamics. 2010. Vol. II, № 0. P. 0–5.
 17. Devaud M. et al. The Minnaert bubble : a new approach To cite this version: HAL Id : hal-00145867. 2007.
 18. Kracht W., Moraga C. Acoustic measurement of the bubble Sauter mean diameter d_{32} // Miner. Eng. Elsevier Ltd, 2016. Vol. 98. P. 122–126.
 19. Gavrilov S.A., Ivanov M. V, Yusupov E.A. Measurement of Bubble Size Distribution by Passive Acoustic Method // Proceedings of the World Congress on Engineering 2019 WCE 2019, July 3-5, 2019, London, U.K. 2019. P. 527–530.
 20. Volkov M. V. et al. On the Possibility of using Vertical Receiving Arrays for Underwater Acoustic Communication on the Arctic Shelf // Acoust. Phys. 2019. Vol. 65, № 3. P. 269–278.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТА ЭКРАНИРОВАНИЯ ШУМА КРУГЛОЙ ОДНОКОНТУРНОЙ СТРУИ

С.Л. Денисов, Г.А. Фараносов, С.А. Чернышев

Центральный Аэрогидродинамический Институт (ЦАГИ), Московский Филиал, Москва

E-mail: stanislav.denisov@tsagi.ru

В данной работе представлены результаты экспериментальных и расчетных исследований явления снижения шума круглой одноконтурной струи с помощью эффекта экранирования. С помощью корреляционной теории источников шума струи и Геометрической Теории Дифракции (ГТД) проводится расчет шума струи при наличии и отсутствии плоского прямоугольного экрана, для чего используется полученное в рамках ГТД выражение, описывающее дифракцию звука, излучаемого точечным квадрупольным источником на плоском акустически жестком экране. Проведенное сравнение расчетных и экспериментальных спектров шума струи для различных положений экрана и заданной скорости истечения продемонстрировало хорошее качественное, а для углов наблюдения свыше 50° градусов количественное согласие между расчетными и экспериментальными данными.

Ключевые слова: акустика, геометрическая теория дифракции, квадрупольный источник, корреляционная теория шума струи

ВВЕДЕНИЕ

Турбулентная струя как один из основных источников шума реактивных самолетов, является объектом длительных исследований на протяжении уже свыше 60 лет. Одним из способов снижения шума струи является его экранирование элементами планера самолета, что было впервые показано в работах [1-3], выполненных в начале 70-х годов прошлого века.

На сегодняшний день однозначный ответ на вопрос о том, какая часть турбулентности отвечает непосредственно за излучение звука струей, отсутствует. Этот факт обуславливает большое разнообразие исследуемых моделей шума струи. В различных работах рассматриваются источники шума, связанные с мелкомасштабной турбулентностью [4-10], волнами неустойчивости [10,11], собственными колебаниями крупномасштабных вихрей [12-14], рождением вихревых структур [15-17] и др.

Для описания процесса излучения звука турбулентной струей в предложенной работе используется корреляционная модель источников шума, развитая в [15-17]. В данной модели распространение акустических возмущений описывается детерминированным оператором, а распределение источников шума описывается случайным полем с некоторой эмпирической пространственно-временной корреляционной функцией, причем в качестве основной стохастической переменной используется интенсивность генерации турбулентных возмущений. Это дает возможность, свести звуковые источники к локальным процессам с малым пространственным масштабом, исключив конвекцию источников из корреляционной функции, и минимизировать неопределенность, связанную с эмпирическим моделированием характеристик случайного поля источников. Такой подход в совокупности с выбором квадрупольного типа источников позволяет построить простую и достаточно эффективную модель, позволяющую предсказывать не только мощность звукового излучения струи, но и фазовые характеристики акустического поля, что является необходимым для анализа взаимодействия шума струи с располагающимися вблизи нее твердыми поверхностями и, в частности, экранами.

На ранних этапах исследования дифракция звука в задаче экранирования рассчитывалась с помощью метода Маекавы [18] или решения Макдональда для полуплоскости

[19]. Позднее стали использоваться приближение физической оптики, теория дифракции Рубиновича-Магги [20] или численные методы (например, метод граничных элементов (МГЭ) [21]). Однако наиболее подходящим методом расчета дифракции звука с точки зрения точности и удобства является Геометрическая Теория Дифракции (ГТД) [22-24], которая активно развивалась в приложении к задаче экранирования шума плоскими полигональными экранами [25,26], а также для случая расчета экранирования некомпактных источников шума с учетом спутного потока [27].

В данной работе рассматривается приложение корреляционной теории источников шума к задаче расчета дифракции излучаемого турбулентной струей шума с помощью ГТД. Проводится сравнение экспериментальных и расчетных спектров уровней шума струи при наличии и отсутствии прямоугольного акустически жесткого экрана.

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ КОРРЕЛЯЦИОННОЙ МОДЕЛИ ИСТОЧНИКОВ ШУМА ТУРБУЛЕНТНОЙ СТРУИ И ГТД

В данной работе используется вариант корреляционной модели, в котором не учитывается эффект рефракции звуковых волн на среднем поле струи [15-17], что дает возможность сравнительно просто обобщить модель на случай взаимодействия звукового излучения струи с отражающими поверхностями. Это позволяет описать распространение звуковых возмущений с помощью простого волнового оператора на основе акустической аналогии Лайтхилла [28]:

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 T^{ij}}{\partial r^i \partial r^j}, \quad (1)$$

где p - возмущение давления, c_0 - скорость звука, T^{ij} - нестационарная часть тензора напряжений Рейнольдса $\rho v^i v^j$.

Нестационарная часть тензора напряжений Рейнольдса T^{ij} описывает источники звука в уравнении (1). В рамках подхода, обычно используемого в корреляционных моделях [4-6], плотность источников представляется, как стохастическое поле, которое описывается некоторой корреляционной функцией. В случае квадрупольных источников случайными полями должна описываться каждая из компонент квадруполья $T^{ij}(\mathbf{r}, t)$. Однако более удобным является представление источников в виде разложения по базисным квадрупольям в виде:

$$T^{ij}(\mathbf{r}, t) = \sum_{n=1}^6 D_n^{ij} \xi_n(\mathbf{r}, t), \quad (2)$$

где ξ_n - описывающие турбулентные пульсации стационарные случайные поля с заданными корреляционными характеристиками, причем базисные квадрупольи D_n^{ij} выбираются таким образом, что ξ_n для разных n являются статистически независимыми [15-17].

Итоговое выражение для расчета спектра звукового давления, полученное в рамках корреляционной модели шума струи [15], имеет вид:

$$\Phi_p(\mathbf{r}, \omega) = \sum_{n=1}^6 \int D_n^{ij} G^{ij}(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega) D_n^{kl} G^{kl*}(\mathbf{r} - \mathbf{r}'', \omega) \Phi_{\xi_n}(\mathbf{r}', \mathbf{r}'', \omega) d\mathbf{r}' d\mathbf{r}'', \quad (3)$$

где ω - частота звукового поля, D_n^{ij} - базисные квадрупольи, $G^{ij}(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)$ - вторая производная от функции Грина для уравнения Гельмгольца, $\Phi_{\xi_n}(\mathbf{r}', \mathbf{r}'', \omega)$ - функция взаимной спектральной плотности турбулентных пульсаций, \mathbf{r} - радиус вектор точки наблюдения и интегрирование в (3) проводится по всему объёму занятому струей [15-17].

Предложенная модель была валидирована в работах [15-17] на основе экспериментальных данных, полученных с помощью метода азимутальной декомпозиции, разработанного специально для разделения различных азимутальных гармоник звукового поля. В работе [17] показано, что данная модель позволяет с высокой степенью точности вычислять характеристики шума струи под большими углами к оси струи. Однако для малых углов наблюдения, близких к оси струи, точность расчетов снижается, что связано с эффектом рефракции акустического излучения на среднем течении струи, который не учитывается в этой модели.

Выражение (3) демонстрирует, что спектр звукового давления $\Phi_p(\mathbf{r}, \omega)$ в рассматриваемой точке наблюдения зависит от второй производной $G^{ij}(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)$ от функции Грина уравнения Гельмгольца для рассматриваемой краевой задачи. Поскольку в данной работе рассматривается задача дифракции звука на плоском экране, то необходимо определить метод расчета функции Грина на основе известных теорий дифракции.

Как показано в работах [26,27,29], наилучшими свойствами с точки зрения передачи информации о распределении дифрагированного звукового поля обладает Геометрическая Теория Дифракции (ГТД), развитая в работах [22-24]. Именно ГТД позволяет корректно описать не только амплитуду, но и фазу звукового поля в зоне геометрической тени, в зоне полутени, а также в освещенной зоне. Поскольку для задачи дифракции звука на акустически жесткой полуплоскости ГТД позволяет получить точную функцию Грина $G(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)$, то, пренебрегая вторичной дифракцией и дифракцией на углах экрана, её можно использовать для построения приближенной функции Грина при дифракции на прямоугольном экране.

В рамках ГТД полная функция Грина для дифракции точечного монопольного источника на акустически абсолютно жестком экране представляется в следующем виде [23,24]:

$$G(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega) = G_G(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega) + G_D(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega), \quad (4)$$

где $G_G(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)$ - функция Грина для геометроакустического поля точечного монопольного источника, а $G_D(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)$ - функция Грина для дифракционного поля точечного монопольного источника (выражения для функций $G_G(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)$ и $G_D(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)$ можно найти в [23,24]).

Тогда вычислив вторую производную по координатам точки наблюдения от выражения (4) в виде:

$$G^{ij}(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega) = \frac{\partial^2 G_G(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)}{\partial (r')^i \partial (r')^j} + \frac{\partial^2 G_D(\mathbf{r} - \mathbf{r}', \omega)}{\partial (r')^i \partial (r')^j}, \quad (5)$$

и подставив (5) в (3) мы получим итоговое расчетное выражение, описывающее в рамках корреляционной модели дифракцию излучаемого струей звука на бесконечной полуплоскости. С физической точки зрения, выражение (4) описывает дифракцию на бесконечной полуплоскости звука излучаемого точечными квадрупольными источниками, что соответствует тому, что турбулентная струя является квадрупольным источником шума.

Выражения (3) и (5), с учетом соотношений для функции взаимной спектральной плотности турбулентных пульсаций [15-17] и соотношений для геометроакустического и дифрагированного полей из [23,24], позволяют вычислить спектр уровней шума струи при различных положениях экрана и скоростях истечения струи. Именно эти выражения будут использоваться ниже при проведении сравнительных расчетов.

2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ

Исследования экранирования шума круглой одноконтурной струи прямоугольным экраном были выполнены в заглушенной камере АК-2 ЦАГИ. Схема экспериментальной установки для исследования экранирования шума струи представлена на рис. 1. В работе рассматривается круглое одноконтурное сопло, диаметром $D = 39.5$ мм. Для измерения шума струи использовалась состоявшая из 10 микрофонов полярная решётка микрофонов, установленных на расстоянии $R = 2$ м от среза сопла (рис. 1). В качестве экрана использовалась прямоугольная стальная пластина размером $1300 \times 450 \times 4.2$ мм, которая могла перемещаться в плоскости, перпендикулярной плоскости расположения микрофонов, что позволяло проводить измерения, изменяя область геометрической тени для различных микрофонов.

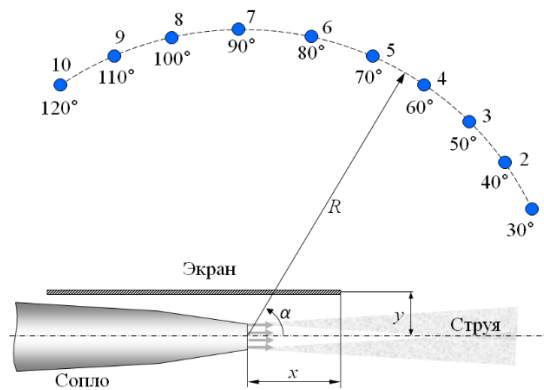


Рис. 8. Схема экспериментальной установки для исследования экранирования шума одноконтурной струи

Экспериментальные исследования были выполнены для скоростей истечения 173 м/с, 233 м/с, 273 м/с, 302 м/с и при следующих положениях экрана:

1. Без экрана;
2. Положение экрана № 1 ($x = 2D$, $y = 2D$);
3. Положение экрана № 2 ($x = 2D$, $y = 3D$).
- 4.

Нужно отметить, что для исследования были выбраны положения экрана, при которых он находился не слишком близко к слою смешения струи, поэтому в эксперименте практически не наблюдался низкочастотный эффект усиления шума струи, связанный с рассеянием на кромке экрана крупномасштабных гидродинамических возмущений ближнего поля (волн неустойчивости, [30, 31], интенсивность которых затухает экспоненциально с увеличением радиального расстояния. Это позволило рассчитывать шум в дальнем поле с использованием только квадрупольных источников и не включать в рассмотрение вклад от рассеяния на экране волн неустойчивости.

Расчет экранирования шума круглой одноконтурной струи прямоугольным экраном проводился для набора точечных квадрупольных источников, расположенных на оси струи (см. рис. 2, где \mathbf{X}_s – радиус-вектор точечного квадрупольного источника, \mathbf{X}_{obs} – радиус-вектор точки наблюдения), причем для свободных параметров корреляционной модели использовались значения, полученные при анализе шума струи методом азимутальной декомпозиции, полученные в работе [17]. Расположение сопла относительно кромки экрана, геометрия экрана, скорость истечения струи U , а также координаты точек наблюдения соответствовали условиям проведения эксперимента. При проведении расчетов экран рассматривался как бесконечно тонкая, акустически абсолютно жесткая прямоугольная пластина размером 1300×450 мм.

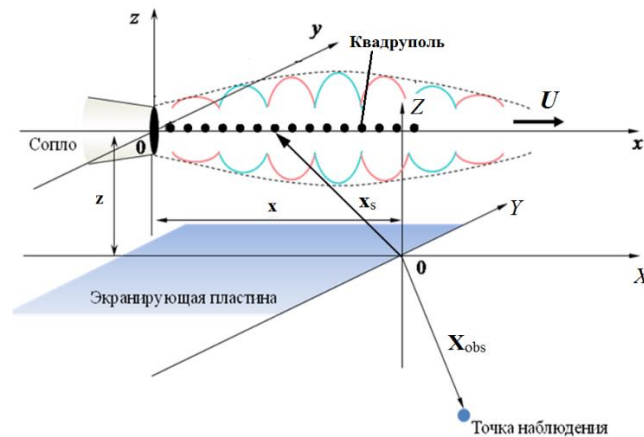


Рис. 2. Геометрия расчетной модели

3. СРАВНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И РАСЧЕТНЫХ ДАННЫХ

Ниже представлено сравнение расчетных (сплошная кривая) и экспериментально измеренных (пунктирная кривая) 1/3-октавных спектров шума при наличии и отсутствии экрана для скорости истечения, равной 173 м/с, поскольку для других скоростей истечения полученные зависимости имели схожий характер. Сравнение выполнено для углов наблюдения 30° и 90° градусов, поскольку угол наблюдения 30° соответствует максимуму излучения звука струей, а угол наблюдения 90° при всех рассмотренных положениях экрана находится в области геометрической тени относительно среза сопла. Также с точки зрения полноты анализа полученных расчетных и экспериментальных данных представлены выраженные в дБ трехмерные пространственно-частотные распределения уровней звукового давления, где по оси абсцисс отложен угол наблюдения, а по оси ординат – частота.

Сначала рассмотрим случай отсутствия экрана. Из рис. 3 видно, что под углом наблюдения 30° при рассматриваемой скорости истечения струи имеет место расхождение между расчетными и экспериментальными спектрами шума струи, достигающее на частоте 1 кГц 4.5 дБ. Однако для угла наблюдения 90°, начиная от частоты 750 Гц, разница между расчетными и измеренными уровнями шума струи не превосходит 2 дБ, причем расчетные кривые корректно передают форму огибающей экспериментально измеренного спектра (рис. 2).

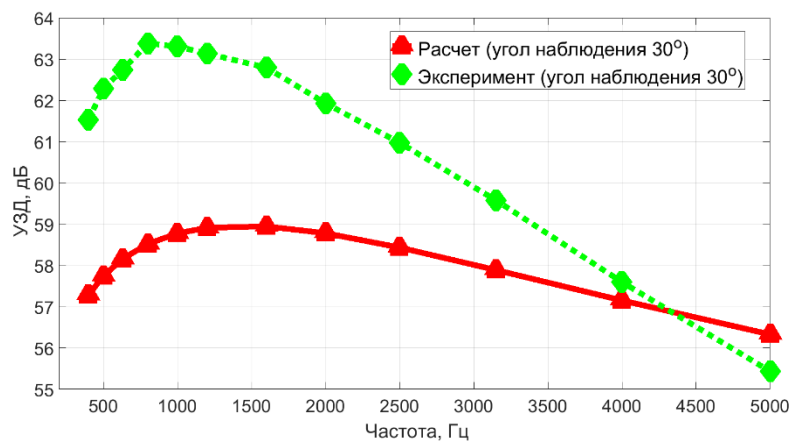


Рис. 3. Сравнение экспериментальных и расчетных 1/3-октавных спектров уровней шума струи при отсутствии экрана (без экрана, угол наблюдения 30°)

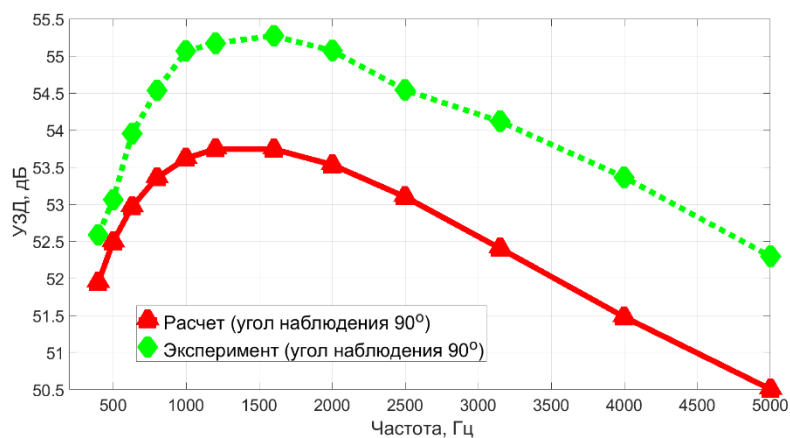


Рис. 4. Сравнение экспериментальных и расчетных 1/3-октавных спектров уровней шума струи при отсутствии экрана (без экрана, угол наблюдения 90°)

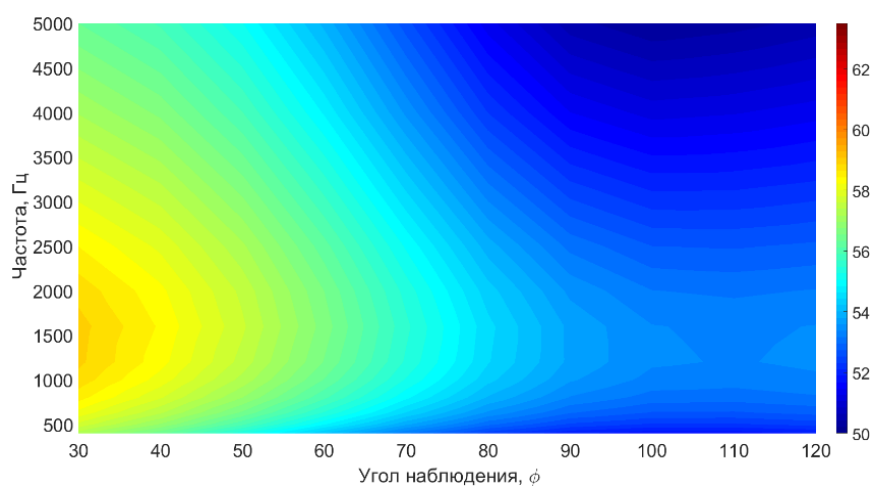


Рис. 5. Расчетное пространственно-частотное распределение звукового давления при отсутствии экрана

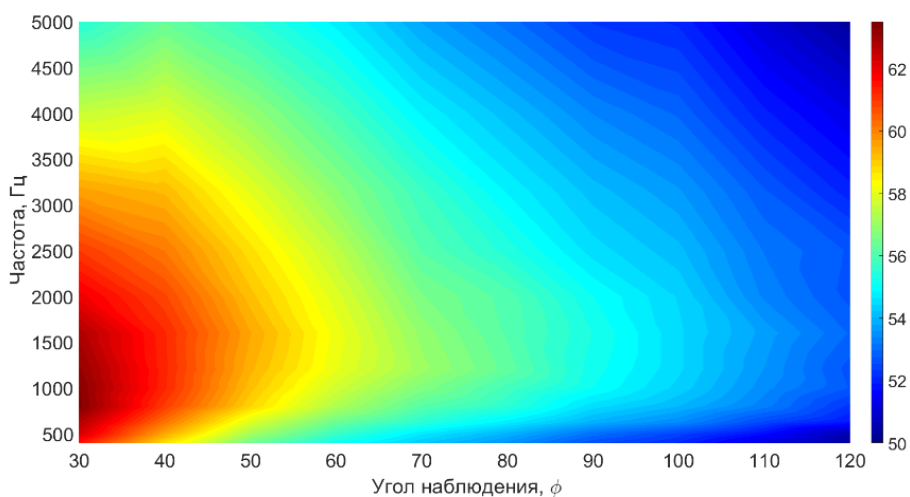


Рис. 6. Экспериментально определенное пространственно-частотное распределение звукового давления при отсутствии экрана

Сравнение расчетных и измеренных пространственно-частотных распределений уровней шума, представленное на рис. 5 и 6 соответственно, также демонстрирует, что для углов наблюдения менее 50° и для частот ниже 4 кГц имеет место превышение экспериментально измеренных уровней звукового давления над расчетными. Однако при увеличении угла наблюдения и частоты отчетливо видно, что расчетные и измеренные распределения уровней звукового давления близки друг к другу и демонстрирует схожее поведение.

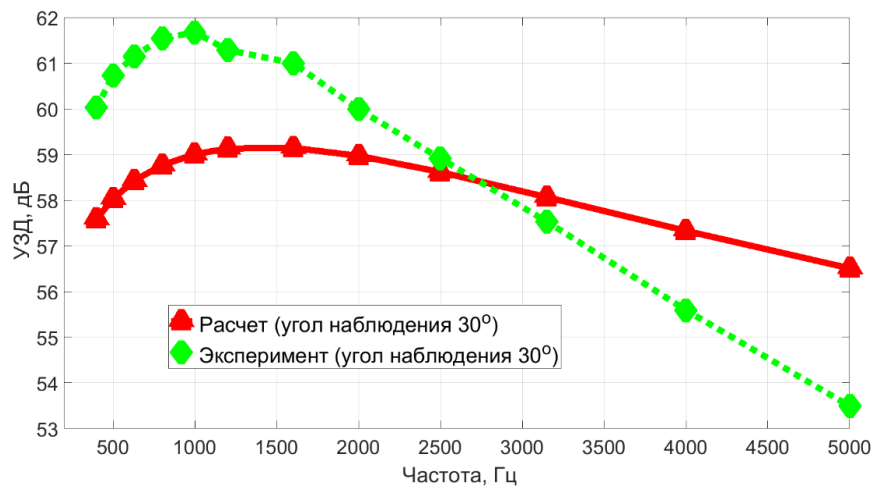


Рис. 7. Сравнение экспериментальных и расчетных 1/3-октавных спектров уровней шума струи при отсутствии экрана (положение экрана № 1, угол наблюдения 30°)

Проанализируем далее случай экранирования шума струи экраном, установленным в положении №1 ($x = 2D$, $z = 2D$). Из рисунка 7 видно, что установка экрана не привела к какому-либо значительному изменению в поведении расчетных и измеренных спектров уровней шума струи, однако снизила экспериментально измеренный шум струи на 1-1.7 дБ в рассматриваемом частотном диапазоне. В то время как расчётный спектр шума показал меньшую чувствительность к установке экрана, причем разница между расчетными и экспериментальными спектрами шума струи на частоте 1 кГц теперь составляет менее 3 дБ.

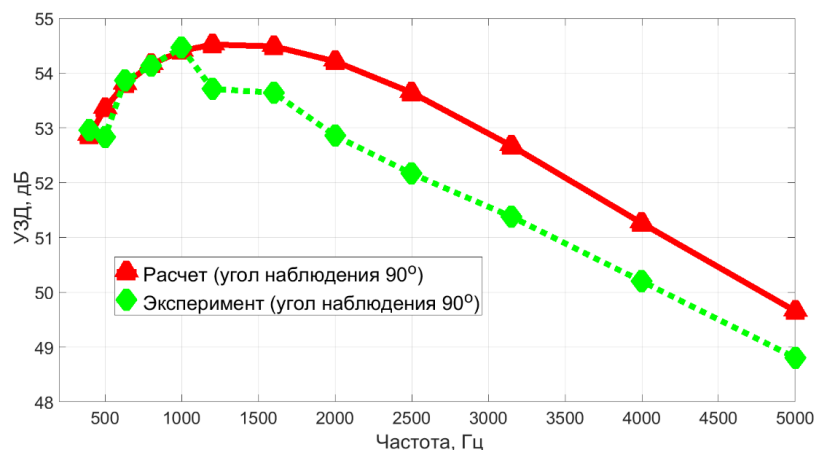


Рис. 8. Сравнение экспериментальных и расчетных 1/3-октавных спектров уровней шума струи при отсутствии экрана (положение экрана № 1, угол наблюдения 90°)

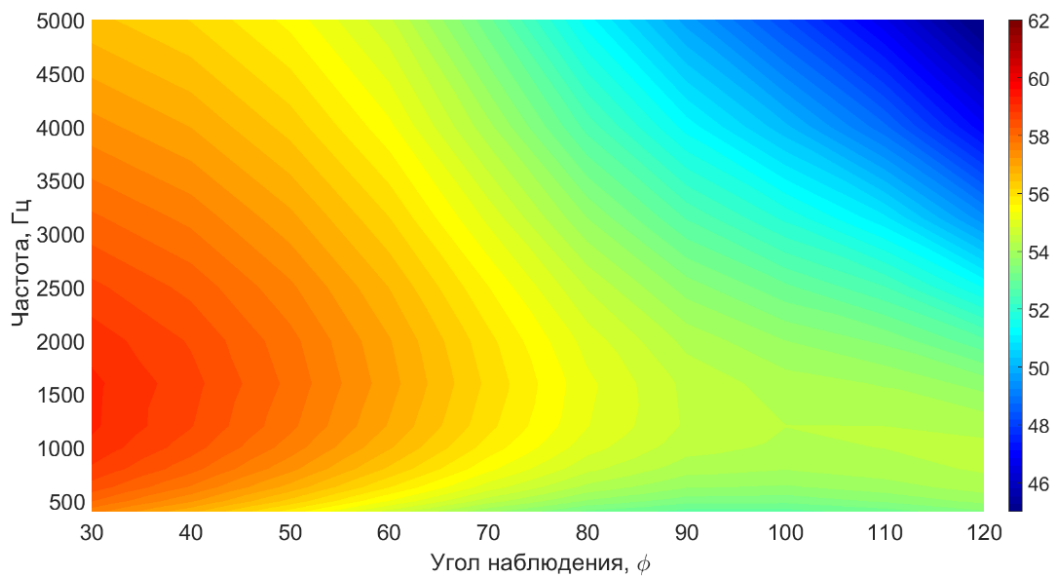


Рис. 9. Вычисленное пространственно-частотное распределение звукового давления для экрана в положении № 1

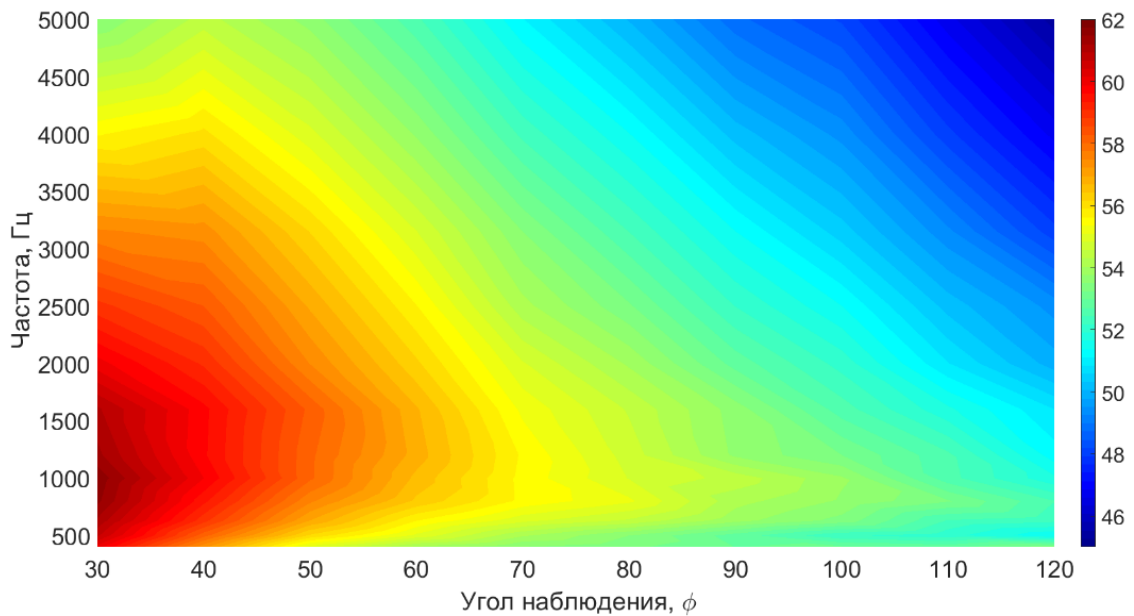


Рис. 10. Экспериментально определенное пространственно-частотное распределение звукового давления для экрана в положении № 1

Сравнение экспериментальных и измеренных спектров уровней шума струи для угла наблюдения 90° градусов, представленное на рис. 8, показывает, что на частотах выше 1 кГц разность между спектрами составляет не более 1.7 дБ, а на частотах ниже 1 кГц менее 0.5 дБ, причем расчетная кривая корректно описывает тенденцию убывания амплитуды шума струи при увеличении частоты.

Сравнение расчетных и измеренных пространственно-частотных распределений звукового давления, представленное на рис. 9 и 10, демонстрирует, что расчет корректно описывает звуковое поле при наличии экранирующей поверхности, отражая тенденцию увеличения снижения шума струи при увеличении угла наблюдения и частоты. Также отметим, что как и в случае отсутствия экрана, для углов наблюдения менее 50° градусов

имеет место превышение экспериментальной измеренных уровней шума струи над расчетными.

Рассмотрим, наконец, экранирование шума струи экраном, установленным в положении №2 ($x = 2D$, $z = 3D$). Для угла наблюдения 30° сравнение расчетных и измеренных спектров уровней шума струи, представленных на рис. 11 показывает тенденцию, схожую с уже рассмотренными выше случаями: максимальная разность между спектрами имеет место на частоте 1 кГц и составляет ~ 3.5 дБ. Причем в данном случае экспериментально определенное экранирование шума струи меньше, чем для положения экрана №1. Это является достаточно очевидным фактом, поскольку при удалении экрана взаимодействие между экраном и струей уменьшается.

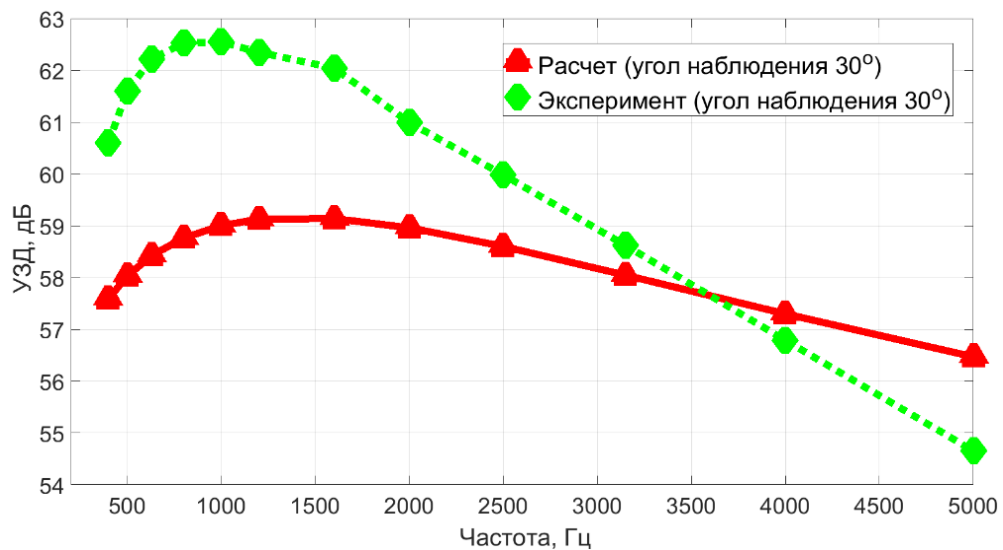


Рис. 11. Сравнение экспериментальных и расчетных 1/3-октавных спектров уровней шума струи при отсутствии экрана (положение экрана № 2, угол наблюдения 30°)

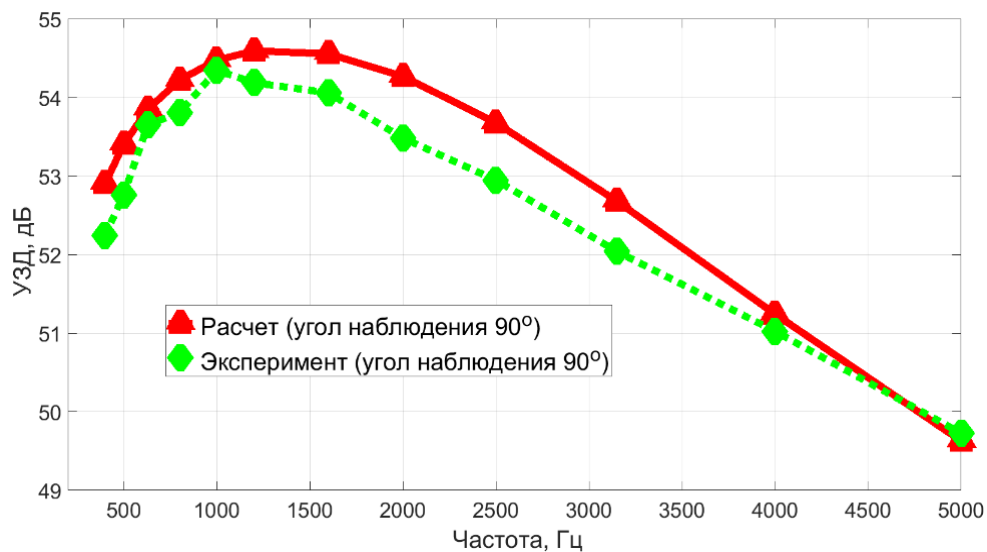


Рис. 12. Сравнение экспериментальных и расчетных 1/3-октавных спектров уровней шума струи при отсутствии экрана (положение экрана № 2, угол наблюдения 90°)

Из рис. 12, представляющего угол наблюдения 90° , хорошо видно, что расчетная кривая имеет форму спектра, близкую к экспериментальной кривой, разница между расчетными и экспериментально измеренными уровнями шума струи во всем частотном диапазоне не превышает 0.9 дБ.

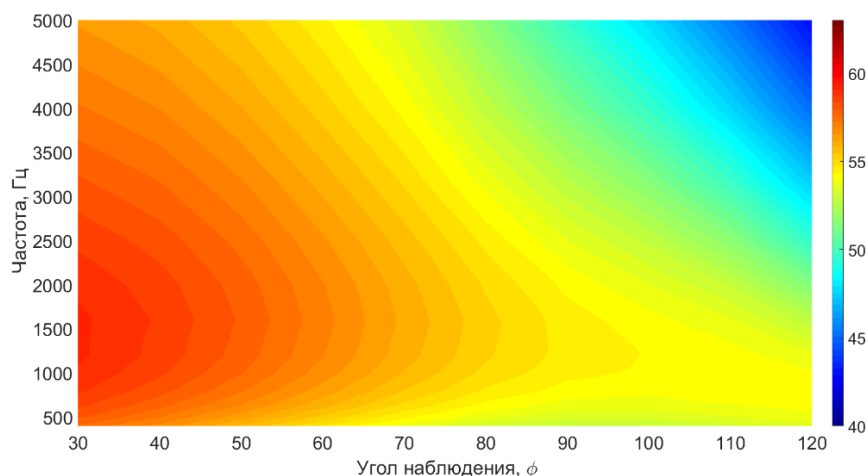


Рис. 13. Вычисленное пространственно-частотное распределение звукового давления для экрана в положении № 2

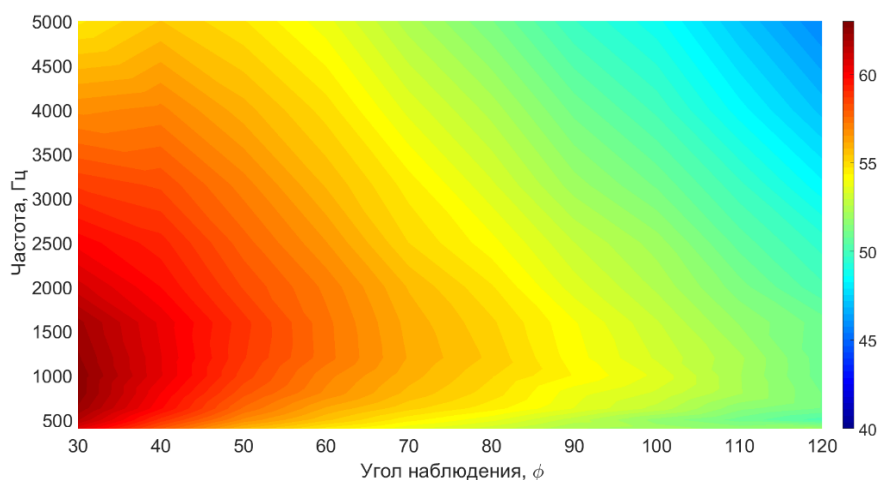


Рис. 14. Экспериментальное пространственно-частотное распределение звукового давления для экрана в положении № 2

Пространственно-частотные распределения уровней звукового давления для шума струи, представленные на рис. 13 и 14 соответственно, демонстрируют, что для экрана, установленного в положение №2, проведенный расчет (рис.13) демонстрирует хорошее согласие с экспериментальными измерениями (рис.14), корректно описывая увеличение эффективности экранирования при увеличении частоты и угла наблюдения. Однако, как и для всех рассмотренных выше случаев, для углов наблюдения менее 50° имеет место превышение измеренных уровней шума струи над расчетными уровнями.

Сделаем замечание, относительно причины расхождения между расчетными и измеренными уровнями шума струи для малых углов наблюдения. Причиной этого расхождения является то, что рассматриваемая здесь модель источников шума не принимает

во внимание явление рефракции звука струей. Для того чтобы учесть этот эффект необходимо использованием более общей корреляционной модели, описывающей излучение звука струей с последующей адаптацией основных соотношений ГТД к данной теории (более подробно [25,26]).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе с помощью Геометрической Теории Дифракции (ГТД) и корреляционной теории источников шума струи проведен расчет шума круглой одноконтурной струи как при наличии, так и при отсутствии плоского прямоугольного акустически жесткого экрана.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных, проведенное для скорости 173 м/с, продемонстрировало хорошее качественное, а для углов наблюдения свыше 50° градусов и количественное совпадение для 1/3-октавных спектров шума струи в диапазоне частот от 400 Гц до 5 кГц как при наличии экрана, так и при его отсутствии. Для углов наблюдения 30° – 50° было выявлено, что экспериментально измеренные спектры уровней шума струи на 3 – 4.5 дБ превосходят расчетные. Это обусловлено тем, что рассматриваемая в данной работе модель источников шума не принимает во внимание рефракцию звука струей.

Результаты, полученные в данной работе, будут использоваться в дальнейшем для разработки робастных методов расчета эффективности экранирования шума струи в приложении к задачам снижения на местности шума самолётов, в компоновке которых реализовано экранирования силовой установки.

Работа выполнена на базе УНУ «Заглушенная камера с потоком АК-2» ФГУП «ЦАГИ» и при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации по соглашению № 075-11-2018-178 (уникальный идентификатор соглашения RFMEFI62818X0011).

ЛИТЕРАТУРА

1. Von Glahn, U., Goodykoontz, J., Wagner, J. Nozzle Geometry and Forward Velocity Effects on Noise for CTOL Engine-Over-The-Wing Concept // NASA TM-X-71453, Oct. 1973.
2. Von Glahn U., Groesbeck D., Reshotko M. Geometry Considerations for Jet Noise Shielding with CTOL Engine-Over-The-Wing Concept // AIAA Paper 1974-568, 1974.
3. Von Glahn U., Groesbeck D., Wagner J. Wing Shielding of High-Velocity Jet and Shock – Associated Noise with Cold and Hot Flow Jets // AIAA Paper 1976-547, 1976.
4. Tam, C., Auriant, L. Jet mixing noise from fine-scale turbulence // AIAA Journal, Vol. 37, No. 2, 1999, pp. 145–153.
5. Morris P., Boluriaan S. The Prediction of Jet Noise From CFD Data // AIAA Paper 2004-2977, 2004.
6. Karabasov S. A., Afsar M. Z., Hynes T. P., Dowling A. P., McMullan W. A., Pokora C. D., Page G. J., and McGuirk J. J. Jet Noise: Acoustic Analogy Informed by Large Eddy Simulation // AIAA Journal, Vol. 48, No. 7, 2010, pp. 1312-1325.
7. Ewert R. RPM - the fast Random Particle-Mesh method to realize unsteady turbulent sound sources and velocity fields for CAA applications // AIAA Paper 2007-3506, 2007.
8. Kopiev V., Chernyshev S., Faranosov G., Zaitsev M., Belyaev I. Correlations of jet noise azimuthal components and their role in source identification // AIAA Paper 2010-4018, 2010.
9. Dowling A., Hynes T. Sound generation by turbulence // European Journal of Mechanics B/Fluids, Vol. 23, 2004, pp. 491–500.
10. Tam C., Viswanathan K., Ahuja K., Panda J. The sources of jet noise: experimental evidence // Journal of Fluid Mechanics, Vol. 615, 2008, pp. 253-292.

11. Guitton A., Kerherve F., Jordan P., Delville J. The sound production mechanism associated with coherent structures in subsonic jets // AIAA Paper 2008-2892, 2008.
12. Kopiev V., Zaitsev M., Chernyshev S. and Ostrikov N. Vortex ring input in subsonic jet noise // International Journal of Aeroacoustics, Vol. 6, No. 4, 2007, pp. 375-405.
13. Kopiev V., Chernyshev S. Vortex ring eigen-oscillation as a source of sound // Journal of Fluid Mechanics. v. 341, 1997, pp. 19-57.
14. Kopiev V.F. and Chernyshev S.A. Vortex ring oscillations, the development of turbulence in vortex rings and generation of sound // Physics-Uspehi, v.43, N7, 2000, 663-690.
15. Kopiev V. F. and Chernyshev S. A. Correlation model for noise sources in turbulent jet based on birth of vortices as a key event // AIAA Paper 2012-2250, 2012.
16. Копьев В.Ф., Чернышев С.А. Новая корреляционная модель каскада турбулентных пульсаций как источник шума в струях // Акустический журнал, 2012, Т. 58, №. 4, С. 482–497.
17. Kopiev V., Chernyshev S. Simulation of azimuthal characteristics of turbulent jet noise by correlation model of quadrupole noise sources // International Journal of Aeroacoustics. Vol.13, No 1, 2014.
18. Maekawa Z. Noise Reduction by Screens. Journal of Applied Acoustics, 1968, pp. 157 – 173.
19. McDonald H. M. A Class of Diffraction Problems // Proceedings of London Mathematical Society, 1915, Vol.2, No.14, Pp.410 – 427.
20. Борн М., Вольф Э. Основы оптики. – М.: «Наука», 1973. – 856 с.
21. Wu T. W. Boundary Element Acoustics. Fundamentals and Computer Codes. WIT Press, 2000.
22. Keller J. B. Geometrical Theory of Diffraction // Journal Optical Society of America, 1962, Vol.52, No.2, Pp. 116 – 130.
23. Kouyoumjian R. G., Pathak P. H. A Uniform Geometrical Theory of Diffraction for an Edge in a Perfectly Conducting Surface // Proceedings of the IEEE, 1974, Vol. 62, No.11.
24. Borovikov V. A. and Kinber B. Ye. Geometrical Theory of Diffraction. – The Institution of Electrical Engineers, 1994. – 390 P.
25. Agarwal A., Dowling A., Ho-Chul Shin, Graham W., Sefi S. A Ray Tracing Approach to Calculate Acoustic Shielding by Silent Aircraft Airframe // AIAA Paper 2006 – 2618.
26. Ostrikov N. N., Denisov S. L. Airframe Shielding of Noncompact Aviation Noise Sources: Theory and Experiment // AIAA Paper 2015 – 2691, 2015.
27. Ostrikov N. N., Denisov S. L. Mean Flow Effect On Shielding Of Noncompact Aviation Noise Sources // AIAA Paper 2016 – 3014, 2016.
28. Lighthill M.J., On sound generated aerodynamically. II. Turbulence as a source of sound // 1954 Proc. R. Soc. Lond. A 222, 1.
29. Копьев В. Ф., Остриков Н. Н., Денисов С. Л. Исследования по выбору оптимальной методики расчёта дифракции звука, генерируемого некомпактными источниками различного типа на обтекаемых поверхностях летательного аппарата // Третья открытая всероссийская конференция по аэроакустике, 1-3 октября, Звенигород, 2013 г.
30. Bychkov, O.P., Faranosov, G.A., Denisov, S.L., Ostrikov, N.N. Theoretical modeling of the excess noise due to jet-wing interaction // AIAA Paper 2016-2932, 2016.
31. Бычков О.П., Фараносов Г.А., Экспериментальное исследование и теоретическое моделирование шума взаимодействия струи и крыла самолета // Акустический журнал, 2018, Т. 64, № 4, С. 437-453.

МЕТОДИКА АКУСТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ШУМОЗАЩИТНЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ЭКРАНОВ

Т.И. Дудьев, В.В. Тупов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г.Москва

E-mail: vvtupov@mail.ru

Установка на дорогах шумозащитных экранов является эффективным и относительно недорогим способом защиты примыкающей застройки от воздействия автотранспортного шума. В работе предложен комплексный метод расчета шумозащитных экранов, позволяющий подобрать оптимальные размеры экрана, отвечающие акустическим и экономическим требованиям к нему. При расчете экрана учитывается шум, поступающий на защищаемую территорию от участков автотранспортного потока, закрытых экраном, и от участков, незакрытых им, а также звук, отраженный от дорожного покрытия, от противостоящего экрана, при его наличии, а также от обоих экранов.

Ключевые слова: комплексный расчет, уровень звука, автотранспортный шум, шумозащитный экран, дифракция звука, акустическая эффективность экрана, линейный источник шума, точечный источник шума.

ВВЕДЕНИЕ

Высокие показатели шумового загрязнения прилегающих к автотранспортным потокам примыкающих территорий является серьезной современной проблемой экологии. Несмотря на снижение шума автомобилей путем создания малошумных двигателей, более мягкого покрытия шин и т.п., требуемого эффекта не достигается, и проблема снижения шума остается актуальной. Существует большое количество средств защиты от шума автотранспортного потока (АТП) на прилегающей застройке. Например, индивидуальные средства защиты (беруши, наушники) и коллективные средства защиты – установка звукоизолирующих окон, применение шумопоглощающих материалов. Однако, наиболее эффективным и экономически выгодным средством защиты от шума прилегающих территорий является установка вдоль автомагистрали шумозащитных экранов (ШЭ). В данной работе предложен комплексный метод расчета оптимальных размеров шумозащитных экранов. Такой метод позволяет обеспечить требуемую эффективность ШЭ при минимуме экономических затрат.

1. АНАЛИЗ РАБОТ ПО ДАННОЙ ТЕМАТИКЕ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В ходе анализа источников информации относительно расчета и проектирования шумозащитных экранов выяснено, что многие авторы не учитывают ряд факторов, которые влияют на эффективность установки экрана, либо акцентируют внимание на узком сегменте расчета, не принимая во внимание, к примеру, шум, поступающий от участков АТП, незакрытых экраном. Исследователи вынуждены принимать такие допущения, которые упрощают задачу расчета: одни рассматривают экран бесконечным по длине [1, 2], другие применительно к точечным источникам шума [3, 4], третьи предлагают методы расчета, обеспечивающие достаточную точность в ограниченном диапазоне частот [5]. Есть работы, в которых учитывается ограниченность длины экрана и потери акустической энергии при распространении звука от АТП до расчетной точки (РТ) [6, 7]. В работе [8] изложен способ определения акустической эффективности экрана и его геометрических размеров, даны рекомендации по усовершенствованию конструкции ШЭ.

Таким образом, существует необходимость разработки комплексной методики, которая будет отвечать всем требованиям при сооружении экранов и расчете его эффективности. В предлагаемой методике учитывается влияние ветра и турбулентности атмосферы на распространение звука, взаимодействие акустических волн с поверхностью территории, с полосой зеленых насаждений. Также в расчете экрана учитывается шум,

поступающий на защищаемую территорию от участков автотранспортного потока, закрытых экраном, и от участков, незакрытых им, а также звук, отраженный от дорожного покрытия, от противостоящего экрана, при его наличии, а также от обоих экранов.

2. РАСЧЕТ УРОВНЯ ПРЯМОГО И ОТРАЖЕННОГО ЗВУКА ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА В РАСЧЕТНОЙ ТОЧКЕ ПРИ НАЛИЧИИ ШЭ

Для расчета уровня прямого и отраженного звука транспортного потока в расчетной точке при наличии ШЭ используем результаты исследований, приведенных в работе [9].

Рассчитываем уровень прямого звука, который создается транспортным потоком в РТ:

$$L_{\text{пр}} = L_{\text{ш}} - \Delta L_{\text{эк}} - \Sigma \Delta L, \quad (1)$$

где $L_{\text{ш}}$ – шумовая характеристика автотранспортного потока; $\Delta L_{\text{эк}}$ – снижение шума ШЭ; $\Sigma \Delta L$ – сумма всех потерь звуковой энергии по пути распространения шума от его источника до РТ.

Звук при распространении от источника шума до расчетной точки снижается за счет следующих факторов: потери от воздействия поверхности защищаемой территории и в воздухе, ветра, турбулентности атмосферы, влияния зеленых насаждений, за счет ограниченной длины экрана, дивергенции акустических волн. Влияние на уровень шума в РТ отраженного звука можно учесть условным введением трех мнимых источников, каждый из которых создает в РТ уровень звука:

$$L_{\text{отр},i} = L_{\text{ш}} + \Delta L_{R,i} - \Sigma \Delta L_i - \Delta L_{\text{эк},i}, \quad (2)$$

где $\Delta L_{R,i} = 10 \log(R_i)$ – снижение уровня звука i -го мнимого источника при отражении шума автотранспортного потока от поверхности отражающего объекта; R_i – коэффициент отражения звука (для железобетонных экранов $R_i \approx 0,97$ [10]; для асфальтового и асфальтобетонного покрытий дороги $R_i \approx 0.955$ [11]); $\Sigma \Delta L_i$ – сумма потерь акустической энергии при распространении звука от i -го мнимого источника до РТ; $\Delta L_{\text{эк},i}$ – снижение шумозащитным экраном звука от i -го мнимого источника (формулы для расчета значений $\Delta L_{\text{эк},i}$ приведены ниже).

Здесь, в первом приближении, можно принять одинаковыми суммы потерь ($\Sigma \Delta L_i$) отраженных звуков и обозначить их среднее значение $\Sigma \Delta L_{\text{отр}}$. Суммарный уровень звука, создаваемый тремя рассматриваемыми мнимыми источниками в РТ:

$$L_{\text{отр},\Sigma} = L_{\text{ш}} + 10 \log(\Sigma_{i=1}^3 10^{0.1(\Delta L_{R,i} - \Delta L_{\text{эк},i})}) - \Sigma \Delta L_{\text{отр}}. \quad (3)$$

Уровень звука, который создают в РТ прямой и отраженные звуки совместно:

$$L_{\Sigma} = 10 \log(10^{0.1L_{\text{пр}}} + 10^{0.1L_{\text{отр},\Sigma}}). \quad (4)$$

Приращение уровня звука в РТ за счет влияния отраженных звуков:

$$\Delta L = L_{\Sigma} - L_{\text{пр}}. \quad (5)$$

3. РАСЧЕТ СНИЖЕНИЯ ШУМОЗАЩИТНЫМ ЭКРАНОМ ЗВУКА, ОТРАЖЕННОГО ОТ ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ

Для расчета снижения шумозащитным экраном звука, отраженного от дорожного покрытия используем результаты исследований, приведенных в работе [9]. Расчетная схема для определения разности длин путей звукового луча δ при отражении звука от дорожного покрытия приведена на рис. 1.

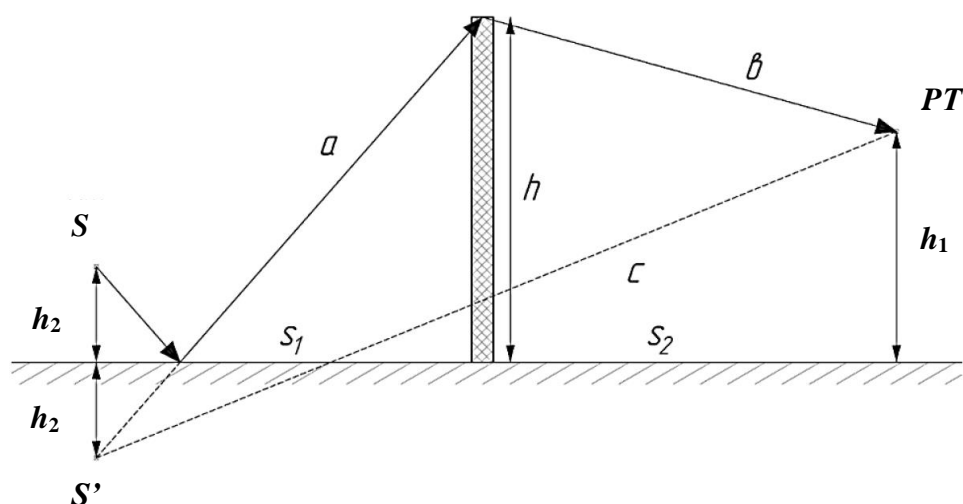


Рис.1. Расчетная схема для определения разности длин путей звукового луча δ при отражении звука от дорожного покрытия

Снижение уровня звука, отраженного от дорожного покрытия, шумозащитным экраном [12] рассчитывается по формуле:

$$\Delta L_{\text{эк},i} = 18,2 + 7,8 \log(\delta + 0,02), \text{ дБА}, \quad (6)$$

где δ – разность длин путей звукового луча, м:

$$\delta = a + b - c; \quad (7)$$

a – расстояние между акустическим центром мнимого источника шума и верхней кромкой экрана, м:

$$a = \sqrt{s_1^2 + (h + h_2)^2}; \quad (8)$$

b – расстояние от верхней кромки экрана до расчетной точки, м:

$$b = \sqrt{s_2^2 + (h - h_1)^2}; \quad (9)$$

c – кратчайшее расстояние от акустического центра мнимого источника до расчетной точки, м:

$$c = \sqrt{(s_1 + s_2)^2 + (h_1 + h_2)^2}; \quad (10)$$

h – высота шумозащитного экрана, м;

h_1 – высота нахождения расчетной точки над поверхностью территории, м;

h_2 – высота расположения акустического центра ИШ над поверхностью дороги, м;

s_1 и s_2 – расстояние от ШЭ до оси дальней полосы движения и до расчетной точки соответственно, м.

4. РАСЧЕТ СНИЖЕНИЯ ШУМОЗАЩИТНЫМ ЭКРАНОМ ЗВУКА, ОТРАЖЕННОГО ОТ ЭКРАНА, РАСПОЛОЖЕННОГО С ПРОТИВОПОЛОЖНОЙ СТОРОНЫ ДОРОГИ

Для расчета снижения шумозащитным экраном звука при его отражении от экрана, расположенного с противоположной стороны дороги, используем результаты работы [9]. Расчетная схема представлена на рис. 2.

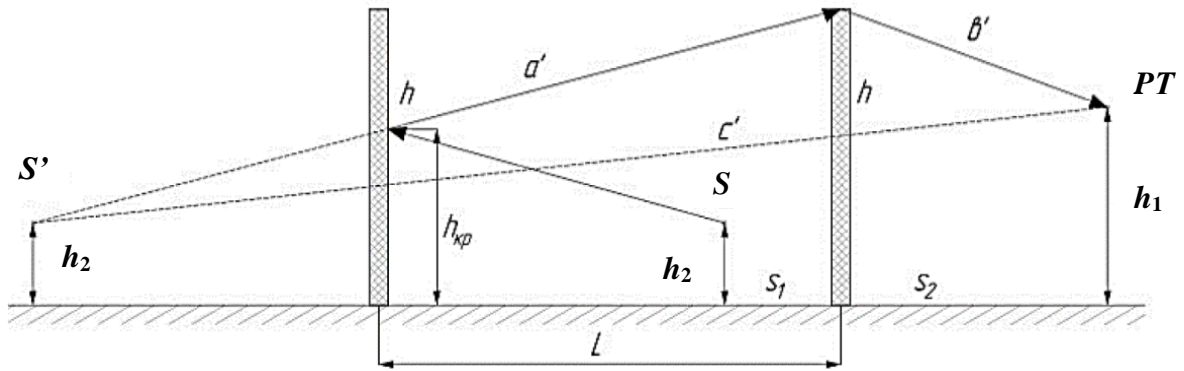


Рис.2. Расчетная схема определения параметра δ при отражении звука от противостоящего экрана

Аналогично по формуле (6) определяем снижение шумозащитным экраном уровня звука, отраженного от параллельно с ним расположенного на противоположной стороне дороги экрана. Разность длин путей звуковых лучей δ вычисляем по формуле:

$$\delta = a' + b' - c'; \quad (11)$$

a' – расстояние между акустическим центром мнимого источника шума и верхней кромкой экрана, м:

$$a' = \sqrt{(2L - s_1)^2 + (h - h_2)^2}; \quad (12)$$

b' – расстояние от верхней кромки экрана до расчетной точки, м:

$$b' = \sqrt{s_2^2 + (h - h_1)^2}; \quad (13)$$

c' – кратчайшее расстояние от акустического центра мнимого источника до расчетной точки, м:

$$c' = \sqrt{(2L - s_1 + s_2)^2 + (h_1 - h_2)^2}, \quad (14)$$

где s_1 и s_2 – расстояние от ШЭ до оси ближней полосы движения и до расчетной точки соответственно, м;

L – расстояние между параллельными экранами, установленными на противоположных сторонах проезжей части дороги, м.

5. РАСЧЕТ СНИЖЕНИЯ ШУМОЗАЩИТНЫМ ЭКРАНОМ ЗВУКА ПРИ ЕГО ОТРАЖЕНИИ ОТ ШЭ И ОТ ЭКРАНА, РАСПОЛОЖЕННОГО С ПРОТИВОПОЛОЖНОЙ СТОРОНЫ ДОРОГИ

При расчете снижения шумозащитным экраном звука при его отражении от ШЭ и от экрана, расположенного с противоположной стороны дороги, воспользуемся математическими зависимостями, приведенными в работе [9]. Расчетная схема представлена на рис. 3.

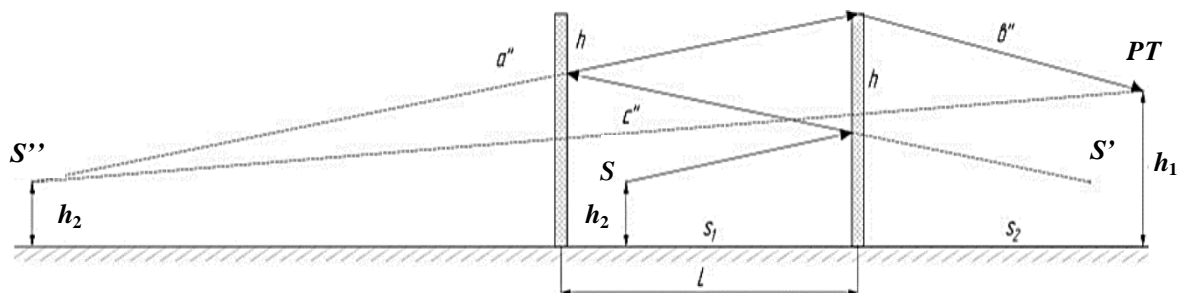


Рис.3. Расчетная схема определения разности длин путей звукового луча δ при двойном отражении звука от ШЭ и от параллельного экрана

Рассчитываем аналогично формуле (6) снижение шумозащитным экраном уровня звука, отраженного от обоих параллельно расположенных экранов. Разность длин путей звуковых лучей δ вычисляем по формуле:

$$\delta = a'' + b'' - c''; \quad (15)$$

a'' – расстояние между акустическим центром мнимого источника шума и верхней кромкой экрана, м:

$$a'' = \sqrt{(2L + s_1)^2 + (h - h_2)^2}; \quad (16)$$

b'' – расстояние от верхней кромки экрана до РТ, м:

$$b'' = \sqrt{s_2^2 + (h - h_1)^2}; \quad (17)$$

c'' – ближайшее расстояние от акустического центра мнимого источника до расчетной точки, м:

$$c'' = \sqrt{(2L + s_1 + s_2)^2 + (h_1 - h_2)^2}; \quad (18)$$

s_1 и s_2 – расстояние от ШЭ до оси дальней полосы движения и до расчетной точки соответственно, м.

6. РАСЧЕТ УРОВНЕЙ ШУМА НА ЗАЩИЩАЕМОЙ ТЕРРИТОРИИ, СОЗДАВАЕМОГО ЧАСТЯМИ АТП, НЕЗАКРЫТЫМИ ШЭ

Для расчета уровней шума на защищаемой территории, создаваемого частями автотранспортного потока, незакрытыми шумозащитным экраном, используем результаты работы [13]. Расчетная схема представлена на рис. 4.

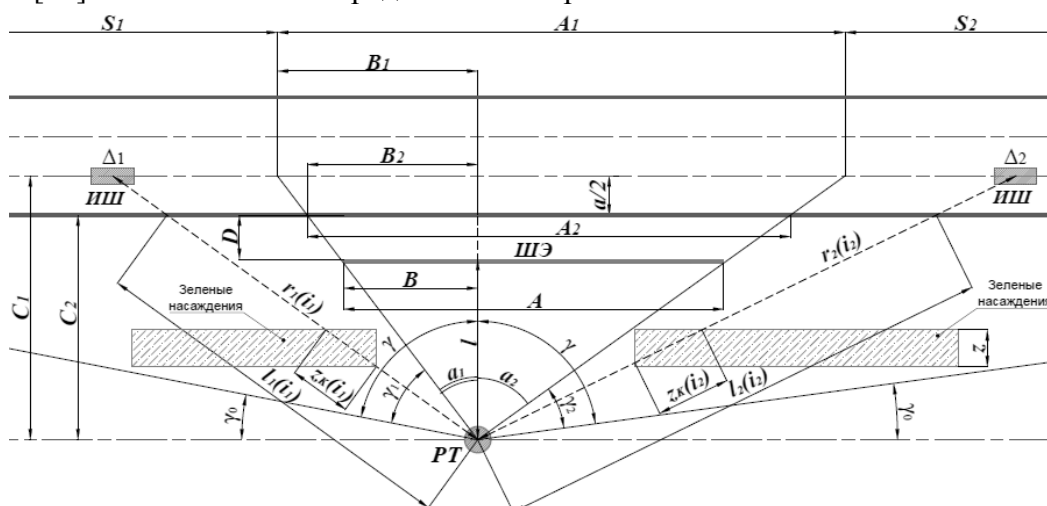


Рис. 4. Расчетная схема оценки УЗ в РТ на защищаемой ШЭ территории, создаваемого незакрытыми экраном участками АТП

Шумовая характеристика АТП в первом приближении рассчитывается [14] по эмпирической формуле:

$$L_A^{ЭКВ} = 10 \lg N + 13,3 \lg V + 8,4 \lg r + 4(s - 0,13)^{-1} - 0,0079s^2 + 0,5qlg(0,5r + 2,8) + P + 8,5, \text{ дБА}, \quad (19)$$

где N – интенсивность движения (количество единиц автотранспортных средств, проехавших в обоих направлениях за один час), 1/ч;

V – средневзвешенная скорость движения автотранспортного потока, км/ч;

r – доля грузовых автотранспортных средств и средств общественного транспорта в составе автотранспортного потока, %;

s – число полос движения;

q – продольный уклон магистрали, %;

P – тип покрытия (асфальтобетонное $P = 0$, цементобетонное $P = 3$ дБА).

Определим углы видимости из расчетной точки частей автотранспортного потока, незакрытых экраном:

- слева от экрана: $\gamma_1 = \gamma - \alpha_1$, рад; (20)

- справа от экрана: $\gamma_2 = \gamma - \alpha_2$, рад; (21)

где $\gamma = \pi/2 - \gamma_0$ (см. рис. 4); (22)

здесь γ_0 – угол, при котором удаленные от защищаемой территории автотранспортные средства практически не вносят заметного вклада в общий уровень шума в расчетной точке, условно принятый равным 3° ;

α_1 и α_2 – углы видимости из расчетной точки левой и правой частей шумозащитного экрана.

Длина автотранспортного потока, находящегося на ближней к расчетной точке полосе движения и незакрытого шумозащитным экраном слева и справа от него (рис. 4), рассчитывается по формулам:

- слева: $S_1 = c_1 t g \gamma - B_1$, м; (23)

- справа: $S_2 = c_1 t g \gamma - A_1 + B_1$, м; (24)

где $c_1 = l + D + a/2$ – расстояние от РТ до оси ближней полосы АТС, м; (25)

l и D – расстояние от ШЭ соответственно до РТ и до бровки дороги, м;

a – ширина одной полосы движения АТС, м;

A_1 – длина отрезка эквивалентной линии ИШ, ограниченная двумя лучами, проходящими из РТ через боковые края экрана, (рис. 4):

$$A_1 = A c_1 / l, \text{ м;} \quad (26)$$

B_1 – часть длины A_1 , заключенная между линией, перпендикулярной к траектории движения АТП, и левым лучом, ограничивающим отрезок A_1 ,

$$B_1 = B c_1 / l, \text{ м;} \quad (27)$$

здесь A – длина ШЭ, м;

B – длина части экрана, видимая из РТ под углом α_1 , (рис. 4), м.

Разделим открытые участки АТП, представленные в модели в виде отрезков длиной S_1 и S_2 , на дискретные элементы длиной Δ [15]. Длина элемента зависит от интенсивности N и скорости V движения потока транспорта:

$$\Delta = 1000 V / N, \text{ м.} \quad (28)$$

Определим исходное число элементов на этих участках:

- слева: $n_1 = S_1 / \Delta$; (29)

- справа: $n_2 = S_2 / \Delta$. (30)

Округлим n_1 и n_2 до целых значений m_1 и m_2 в большую сторону и уточняем длину элемента Δ_1 для участка S_1 и длину элемента Δ_2 для участка S_2 :

- слева: $\Delta_1 = S_1 / m_1$, м; (31)

- справа: $\Delta_2 = S_2 / m_2$, м. (32)

Обозначим текущий порядковый номер дискретного элемента:

- слева: $i_1 = 1, 2 \dots m_1$;

- справа: $i_2 = 1, 2 \dots m_2$.

Находим расстояние от РТ до i -го элемента модели АТП:

– слева $r_1(i_1) = \sqrt{[B_1 + \Delta_1(2i_1 - 1)/2]^2 + R^2}$, м; (33)

– справа $r_2(i_2) = \sqrt{[A_1 - B_1 + \Delta_2(2i_2 - 1)/2]^2 + R^2}$, м; (34)

где $R = \sqrt{(h_1 - h_2)^2 + c_1^2}$ – расстояние от РТ до акустического центра АТС, измеренное в перпендикулярном к АТП направлении, (35)

h_1 и h_2 – соответственно высота нахождения РТ и высота акустического центра ИШ над поверхностью территории, м.

Определим снижение уровня звука вследствие его дивергенции от i -х элементов модели АТП:

$$\Delta L_{R,K}(i_K) = 20 \lg[r_K(i_K)], \text{ дБА,} \quad (36)$$

где K - индекс для записи формул в общем виде, причем $K=1$ для величин, относящихся к части АТП, находящейся слева от ШЭ, а $K=2$ - соответственно справа.

Вычислим снижение уровня звука в воздухе при распространении акустических волн от i -х элементов до РТ:

$$\Delta L_{\text{воз},K}(i_K) = 0,005\sqrt{(h_1 - h_2)^2 + r_K(i_K)^2}, \text{ дБА.} \quad (37)$$

Определим снижение уровня звука вследствие влияния ветра и турбулентности атмосферы:

$$\Delta L_{B,T,K}(i_K) = 3[1,6 + 10^5/r_K(i_K)^2]^{-1}, \text{ дБА.} \quad (38)$$

Вычислим потери вследствие взаимодействия акустических волн с поверхностью территории, используя зависимости, полученные в работе [14]:

- при акустически жесткой поверхности: $\Delta L_{\text{п},K}(i_K) = 0$;

- при акустически мягкой поверхности:

$$\begin{cases} \Delta L_{\text{п},K}(i_K) = E(i_K) - 9,775 \text{ при } l_K(i_K) \leq 100 \text{ м;} \\ \Delta L_{\text{п},K}(i_K) = E(i_K) - 0,15 \ln[l_K(i_K) - 100] - 9,775 \text{ при } 100 \text{ м} < l_K(i_K) < 170 \text{ м;} \\ \Delta L_{\text{п},K}(i_K) = E(i_K) - 0,1\{\ln[l_K(i_K) - 170]\}^2 \text{ при } l_K(i_K) \geq 170 \text{ м,} \end{cases} \quad (39)$$

где $E(i_K) = 5 \ln[l_K(i_K)/h_1] - 3,45h_2$.

Расстояния, которые проходят звуковые волны соответственно от i_1 -го элемента и i_2 -го элемента до РТ над поверхностью территории, считая от бровки дороги:

$$l_1(i_1) = \sqrt{[B_2 + \Delta_1(2i_1 - 1)/2]^2 + c_2^2}, \text{ м;} \quad (40)$$

$$l_2(i_2) = \sqrt{[A_2 - B_2 + \Delta_2(2i_2 - 1)/2]^2 + c_2^2}, \text{ м,} \quad (41)$$

где $\Delta_1 = \Delta_1 c_2/c_1$ и $\Delta_2 = \Delta_2 c_2/c_1$ - длины элементов АТП, отнесенные к ближней бровке дороги;

$c_2 = l + D$ - расстояние от РТ до бровки дороги (рис. 4), м;

$A_2 = A c_2/l$ и $B_2 = B c_2/l$ - длина ШЭ и длина его части, отнесенные к бровке дороги, ближней к РТ.

Вычисляем снижение уровня звука полосой зеленых насаждений [8], при их наличии по формулам:

$$\Delta L_{\text{зел},1}(i_1) = 0,08 Z_1(i_1), \text{ дБА;} \quad (42)$$

$$\Delta L_{\text{зел},2}(i_2) = 0,08 Z_2(i_2), \text{ дБА;} \quad (43)$$

$$Z_1(i_1) = z_1/\cos\{\arctg[(B_1 + \Delta_1(2i_1 - 1)/2)/R]\}, \text{ м;} \quad (44)$$

$$Z_2(i_2) = z_2/\cos\{\arctg[(A_1 - B_1 + \Delta_2(2i_2 - 1)/2)/R]\}, \text{ м;} \quad (45)$$

здесь $10 \text{ м} \leq z_K \leq 100 \text{ м}$ - ширина шумозащитной полосы.

Рассчитаем уровень звука, создаваемый в РТ i -м элементом модели левой и правой частей автотранспортного потока, незакрытых шумозащитным экраном:

$$L_{A,i,K}(i_K) = L_A^{\text{экв}} + 10 \lg(3,75\Delta_K) - \Delta L_{R,K}(i_K) - \Delta L_{\text{воз},K}(i_K) - \Delta L_{B,T,K}(i_K) - \Delta L_{\text{п},K}(i_K) - \Delta L_{\text{зел},K}(i_K), \text{ дБА.} \quad (46)$$

Вычислим уровень звука в расчетной точке отдельно от левой и правой незакрытых экраном частей АТП:

$$L_{A,1} = 10 \lg[\sum_{i_1=1}^{m_1} 10^{0,1L_{A,i,1}(i_1)}], \text{ дБА;} \quad (47)$$

$$L_{A,2} = 10 \lg[\sum_{i_2=1}^{m_2} 10^{0,1L_{A,i,2}(i_2)}], \text{ дБА.} \quad (48)$$

Рассчитаем суммарный уровень звука в расчетной точке от воздействия акустического излучения обеих частей автотранспортного потока, незакрытых шумозащитным экраном:

$$LA1 = 10 \lg[10^{0,1L_{A,1}} + 10^{0,1L_{A,2}}], \text{ дБА.} \quad (49)$$

7. РАСЧЕТ УРОВНЕЙ ШУМА В РТ ПРИ ДИФРАКЦИИ ЗВУКА НА ВЕРХНЕЙ И БОКОВЫХ КРОМКАХ АКУСТИЧЕСКОГО ЭКРАНА

Для расчета уровней шума в РТ при дифракции звука на верхней и боковых кромках акустического экрана, используем результаты работы [14].

Сначала определяют УЗ и уровень звукового давления (УЗД) в каждой j -ой октавной полосе частот до установки ШЭ:

$$L_A = L_A^{\text{экв}} - \Delta L_A^{\text{рас}} - \Delta L_A^{\text{воз}} - \Delta L_A^{\text{пок}} - \Delta L_A^{\text{т}} - \Delta L_A^{\text{зел}} - \Delta L_A^{\alpha}, \text{ дБА} \quad (50)$$

$$\text{и } L_j = L_A + \Delta L_{T,j}, \text{ дБ}, \quad (51)$$

где $\Delta L_A^{\text{рас}}$ – снижение уровня звука вследствие дивергенции акустических волн с расстоянием;

$\Delta L_A^{\text{воз}}$ – потери при распространении от источника шума до расчетной точки звуковых волн в воздухе;

$\Delta L_A^{\text{пок}}$ – поглощение звука поверхностью (покрытием) территории;

$\Delta L_A^{\text{т}}$ – влияние турбулентности воздуха и воздействия ветра на распространение от источника шума до расчетной точки акустических волн;

$\Delta L_A^{\text{зел}}$ – затухание звука в шумозащитной полосе зеленых насаждений;

ΔL_A^{α} – поправка, связанная с ограничением угла видимости из расчетной точки участка магистрали, закрытого экраном.

$\Delta L_{T,j}$ – коррекция формы спектра шума ТП в каждой j -ой октавной полосе частот. Значения коррекции определяются экспериментально или ориентировочно берутся по таблице 1 [16].

Таблица 1. Ориентировочные значения коррекции спектра шума АТП

$f_{\text{ср},j}$, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{T,j}$, дБ	+13	+7	+2	-3	-7	-10	-16	-22

Дальше вычисляем шумовую характеристику $L_A^{\text{экв}}$ АТП по эмпирической формуле (19).

Рассчитываем снижение уровня звука вследствие дивергенции звуковых волн с расстоянием $\Delta L_A^{\text{рас}}$, потери при распространении их в воздухе $\Delta L_A^{\text{воз}}$ и поглощение звука поверхностью (покрытием) территории $\Delta L_A^{\text{пок}}$, используя данные [15], по эмпирическим формулам:

$$\Delta L_A^{\text{рас}} = 10 \lg \left[\sqrt{(h_1 - h_2)^2 + c_1^2} + \left(\frac{s}{4} \right)^2 \right] - \sqrt[3]{s} \left(\ln s - \frac{\sqrt{(s - 3.8)^2}}{s} \right) - 8.3, \text{ дБА}, \quad (52)$$

Погрешность расчета по формуле (52) не превышает 0,5 дБА относительно исходных данных в диапазоне $20 \leq c_1 < 1000$ м.

$$\Delta L_A^{\text{воз}} = 0.005 \sqrt{(h_1 - h_2)^2 + c_1^2}, \text{ дБА}. \quad (53)$$

При акустически мягкой территории:

$$\Delta L_A^{\text{пок}} = 5 \ln(c_2/h_2) - 3.45h_1 - 8.09, \text{ дБА}, \quad (54)$$

здесь $c_2 = l + D$, м, а при акустически жесткой - $\Delta L_A^{\text{пок}} = 0$.

Поправка $\Delta L_A^{B/T}$, учитывающая влияние турбулентности воздуха и воздействие ветра на процесс распространения звука [8], описывается зависимостью:

$$\Delta L_A^{B/T} = \frac{3}{1.6 + 10^5/c_1^2}, \text{ дБА}. \quad (55)$$

Затухание звука в шумозащитной полосе зеленых насаждений при их наличии приблизительно описывается [8] выражением:

$$\Delta L_A^{\text{зел}} = 0.08z, \text{ дБА}, \quad (56)$$

где $10 \leq z \leq 100$ м - ширина шумозащитной полосы. При обычной посадке зеленых насаждений их шумозащитный эффект не учитывается, т.е. $\Delta L_A^{\text{зел}} = 0$.

Вычисляем по формуле поправку, связанную с ограничением угла видимости из расчетной точки участка магистрали, который будет закрыт проектируемым экраном:

$$\Delta L_A^\alpha = 10 \lg \left(\frac{\pi}{\alpha} \right), \text{ дБА}, \quad (57)$$

где α – угол видимости экрана, рад.

Исследованиями, проведенными в [14], получены выражения для расчета акустической эффективности ШЭ при дифракции звука только на его верхней кромке в каждой j -й октавной полосе частот:

$$\begin{cases} \Delta L_{1,j}^{\text{эк}} = 10.8 + 4.8 \lg \left(\frac{F_j}{170} \right), \text{ дБ} & \text{при } 17 \leq F_j \leq 68; \\ \Delta L_{1,j}^{\text{эк}} = 11.6 + 8.4 \lg \left(\frac{F_j}{170} \right), \text{ дБ} & \text{при } 68 < F_j \leq 14000; \\ \Delta L_{1,j}^{\text{эк}} = 28 \text{ дБ} & \text{при } F_j > 14000, \end{cases} \quad (58)$$

где $F_j = f_j \cdot \delta_1$, Гц · м;

$\delta_1 = a_1 + b_1 - \sqrt{(h_1 - h_2)^2 + (l + c)^2}$, м;

$a_1 = \sqrt{c^2 + (h - h_2)^2}$ – расстояние от акустического центра ИШ до верхней кромки ШЭ, м;

$b_1 = \sqrt{l^2 + (h - h_1)^2}$ – расстояние от верхней кромки ШЭ до РТ, м;

$c = a(s - 0.5) + b_n + D$, м;

b_n – ширина раздельной полосы, м;

f_j – среднегеометрическая частота j -й октавной полосы частот, Гц.

Погрешность расчетов по формулам (58) не превышает 0,5 дБА относительно исходных данных.

Исходя из данных [16], в работе [14] получены зависимости для оценки потерь акустической энергии вследствие взаимодействия звуковых волн с поверхностью территории при дифракции звука на верхней кромке ШЭ:

- при акустически жестком покрытии территории:

$$\begin{cases} \Delta L_A^{\text{пок}} = 0 & \text{при } 0.25 \leq \delta_1 \leq 0.35 \text{ м;} \\ \Delta L_A^{\text{пок}} = -0.5 \text{ дБА} & \text{при } 0.35 < \delta_1 \leq 0.65 \text{ м;} \\ \Delta L_A^{\text{пок}} = 0.026142\delta_1^2 - 0.01234\delta_1^3 - 1.88582\delta_1 + 0.13674, \text{ дБА} & \text{при } 0.65 < \delta_1 \leq 10 \text{ м;} \end{cases} \quad (59)$$

- при акустически мягком покрытии территории:

$$\begin{cases} \Delta L_A^{\text{пок}} = -0.5 \text{ дБА} & \text{при } 0.2 \leq \delta_1 \leq 1 \text{ м;} \\ \Delta L_A^{\text{пок}} = 0 & \text{при } 1 < \delta_1 \leq 1.45 \text{ м;} \\ \Delta L_A^{\text{пок}} = 0.4 \text{ дБА} & \text{при } 1.45 < \delta_1 \leq 1.75 \text{ м;} \\ \Delta L_A^{\text{пок}} = 0.3 \text{ дБА} & \text{при } 1.75 < \delta_1 \leq 2.95 \text{ м;} \\ \Delta L_A^{\text{пок}} = 0 & \text{при } 2.95 < \delta_1 \leq 10 \text{ м.} \end{cases} \quad (60)$$

Погрешность расчета $\Delta L_A^{\text{пок}}$ по формуле (59) не превышает 0,1 дБА в диапазоне $1.45 < \delta_1 \leq 1.75$ м относительно исходных данных.

Подставляя результаты вычислений $\Delta L_A^{\text{пок}}$ по формулам (59) и (60) в выражение (50) вместо зависимости (54), и переходя к уровню звукового давления в каждой j -ой октавной полосе частот с помощью формулы (51), вычисляется спектр шума в расчетной точке, создаваемый звуковым излучением автотранспортного потока, дифрагированным поверх ШЭ:

$$L_{1,j} = L_j - \Delta L_{1,j}^{\text{эк}}, \text{ дБ}. \quad (61)$$

Просуммировав энергетически скорректированные по характеристике «А» октавные уровни звукового давления, рассчитаем соответствующий уровень звука:

$$L_{A,1.1} = 10 \lg \left(\sum_{j=1}^8 10^{0.1(L_{1,j} - \Delta L_{A,j})} \right), \text{ дБА}. \quad (62)$$

Далее оценивался вклад звуковых волн, дифрагированных на боковых кромках ШЭ, в общий шум, создаваемый в РТ АТП. Для этого разделим участок АТП, ограниченный двумя лучами, проходящими из РТ через края экрана (рис.5), и представленный в модели в виде отрезка длиной A_1 эквивалентной линии ИШ, на дискретные элементы длиной Δ_1 [15]. Длина элемента зависит от интенсивности N и скорости движения V потока транспорта и вычисляется по формулам (28) - (31).

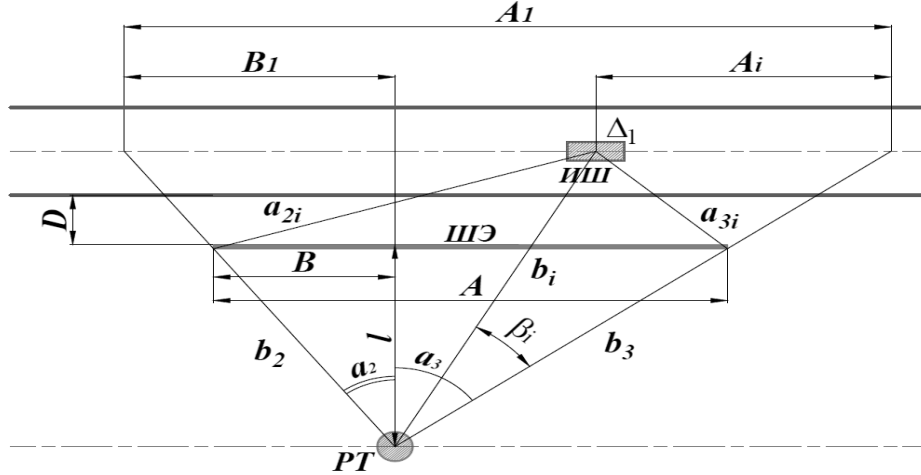


Рис. 5. Расчетная схема для определения эффективности ШЭ при дифракции шума АТП на боковых кромках экрана

Разность длин звуковых лучей, проходящих из центра i -го элемента в РТ, огибая края ШЭ и напрямую, составит:

$$\delta_{2,3,i} = a_{2,3,i} + b_{2,3} - d_{i,m} \quad (63)$$

где

$$a_{2i} = \sqrt{b_2^2 + d_i^2 - 2b_2 \cdot d_i \cdot \cos(\alpha - \beta_i)}, \quad (64)$$

$$a_{3i} = \sqrt{b_3^2 + d_i^2 - 2b_3 \cdot d_i \cdot \cos(\beta_i)}, \text{ м}; \quad (65)$$

$$b_{2,3} = \frac{l}{\cos \alpha_{2,3}}, \text{ м}; \quad (66)$$

$$d_i = \sqrt{(l+c)^2 + (A_1 - B_1 - A_i)^2}, \text{ м}; \quad (67)$$

$$\beta_i = \alpha_3 - \arctg\left(\frac{(A_1 - B_1 - A_i)}{l+c}\right), \text{ рад}; \quad (68)$$

$$B_1 = B \cdot \frac{l+c}{l}, \text{ м}; \quad (69)$$

$$\alpha = \alpha_2 + \alpha_3, \text{ рад}; \quad (70)$$

$$A_i = \frac{\Delta(2i-1)}{2}, \text{ м}; \quad (71)$$

$$i = 1, 2 \dots m. \quad (72)$$

Эквивалентный уровень звука в расчетной точке, создаваемый i -ым элементом АТП, без учета снижения шума по пути распространения звуковых волн составит:

$$L_{A,\Delta} = L_A^{\text{экв}} - \Delta L_A^\alpha - 10lg(m), \text{ дБА}. \quad (73)$$

Определяем уровень звукового давления шума в j -ой октаве, поступающий в расчетную точку от i -ого элемента автотранспортного потока, при дифракции звука на боковых кромках экрана отдельно слева и справа:

$$L_{2,3,i,j} = L_{A,\Delta} - \Delta L_{2,3,i}^{\text{рас}} - \Delta L_{2,3,i,j}^{\text{воз}} - \Delta L_{A,2,3,i}^{\text{пок}} - \Delta L_{A,2,3,i}^{\text{B/T}} - \Delta L_A^{\text{зел}} - \Delta L_{2,3,i,j}^{\text{эк}} + \Delta L_{T,j}, \text{ дБ}, \quad (74)$$

где $\Delta L_{A,2,3,i}^{\text{пок}}$, $\Delta L_{A,2,3,i}^{B/T}$ и $\Delta L_A^{\text{зел}}$ рассчитываются по формулам (54), (55) и (56) соответственно;

$\Delta L_{T,j}$ см. табл. 1;

$$\Delta L_{2,3,i}^{\text{рас}} = 20 \lg \left(\frac{a_{2,3,i} + b_{2,3}}{7,5} \right), \text{ дБ}; \quad (75)$$

$\Delta L_{2,3,i,j}^{\text{воз}}$ вычисляются по методике [15] с учетом температуры T [К], относительной влажности ϕ [%] атмосферы и давления p_a [кПа]:

$$\Delta L_{2,3,i,j}^{\text{воз}} = \Delta w_j (a_{2,3,i} + b_{2,3}), \text{ дБ}, \quad (76)$$

на основе данных, приведенных в [17], в работе [14] получены зависимости для расчета снижения уровня шума при его дифракции на боковых кромках ШЭ:

$$\begin{cases} \Delta L_{2,3,i,j}^{\text{ЭК}} = 8 + 4.4 \lg \left(\frac{F_{2,3,i,j}}{17} \right), \text{ дБ} & \text{при } 17 \leq F_{2,3,i,j} \leq 150; \\ \Delta L_{2,3,i,j}^{\text{ЭК}} = 1.9 + 11 \lg \left(\frac{F_{2,3,i,j}}{17} \right), \text{ дБ} & \text{при } 150 < F_{2,3,i,j} \leq 14000; \\ \Delta L_{2,3,i,j}^{\text{ЭК}} = 34 \text{ дБ} & \text{при } F_{2,3,i,j} > 14000, \end{cases} \quad (77)$$

$$F_{2,3,i,j} = f_j \cdot \delta_{2,3,i}, \text{ Гц} \cdot \text{м} \quad (78)$$

здесь $\delta_{2,3,i}$ вычисляются по формулам (63)–(72).

Погрешность вычислений $\Delta L_{2,3,i,j}^{\text{ЭК}}$ по формулам (77) не превышает 0,3 дБ относительно исходных данных.

Просуммировав энергетически УЗД в РТ во всем m элементам АТП в каждой j -ой октавной полосе частот, получены спектры шума, дифрагированного на левой и правой кромках ШЭ:

$$L_{2,3,j} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m 10^{0.1 L_{2,3,i,j}} \right), \text{ дБ}, \quad (79)$$

или по уровню звука:

$$L_{A,2,3} = 10 \lg \left(\sum_{j=1}^8 10^{0.1 (L_{2,3,j} - \Delta L_{A,j})} \right), \text{ дБА}. \quad (80)$$

Октавный спектр шума и уровень звука, дифрагированного по обоим боковым кромкам, а также по всему открытому периметру ШЭ, определяются по формулам:

$$L_{\text{бок},j} = 10 \lg (10^{0.1 L_{2,j}} + 10^{0.1 L_{3,j}}), \text{ дБ}; \quad (81)$$

$$L_{A,\text{бок}} = 10 \lg (10^{0.1 L_{A,2}} + 10^{0.1 L_{A,3}}), \text{ дБА}; \quad (82)$$

$$L_j^{\text{ЭК}} = 10 \lg (10^{0.1 L_{1,j}} + 10^{0.1 L_{\text{бок},j}}), \text{ дБ}; \quad (83)$$

$$LA_2 = 10 \lg (10^{0.1 L_{A,1,1}} + 10^{0.1 L_{A,\text{бок}}}), \text{ дБА}. \quad (84)$$

8. РАСЧЕТ СУММАРНОГО УРОВНЯ ШУМА В РТ

Используя выше приведенные формулы, находим суммарный уровень звука в расчетной точке с учетом снижения акустической энергии при дифракции на верхней и боковых кромках экрана звука, отраженного от дорожного покрытия, от ШЭ, от экрана, расположенного с противоположной стороны дороги, а также от участков АТП, незакрытых экраном,

$$LA = 10 \lg [10^{0.1 L_{\text{отр},\Sigma}} + 10^{0.1 LA_1} + 10^{0.1 LA_2}]. \quad (85)$$

где $L_{\text{отр},\Sigma}$ - суммарный уровень звука, отраженного от дорожного покрытия, от ШЭ, от противостоящего экрана, при его наличии, и от обоих экранов при их двустороннем расположении вдоль магистрали;

LA_1 - уровень шума на защищаемой территории, создаваемый частями АТП, незакрытыми ШЭ;

*L*A2 - уровень шума в РТ при дифракции звука на верхней и боковых кромках акустического экрана.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, предложенная комплексная методика акустического расчета дает возможность при проектировании шумозащитных экранов учитывать на территории примагистральной застройки не только шум, дифрагированный по всему внешнему периметру экрана, но также отраженный от дорожного покрытия, противостоящего экрану, при его наличии, от обоих экранов и, кроме того, от участков автотранспортного потока, незакрытых экраном. В процессе расчета проектировщик имеет возможность, в случае превышения уровня шума в расчетной точке нормативных значений, оценить, откуда поступает наибольший шум: сверху экрана или с его боков, включая шум от незакрытых экраном участков АТП, как слева от экрана, так и справа от него. Отсюда появляется возможность рационально варьировать геометрическими размерами экрана, увеличивая его высоту, или удлиняя его в ту или другую сторону. В результате такого проектирования определяются оптимальные основные геометрические размеры экрана. Такой подход позволяет сократить время на проектирование шумозащитных экранов и уменьшить экономические затраты на их сооружение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kawai Y., Flujimoto K., Itow T. Noise propagation around a thin half plane. *Acustica*, 1978. Vol. 38, p. 313-323.
2. Kawai Y. Sound attenuation by finite barriers / Proc. 11-th ICA, Paris, 1983. Vol.1, p.129-132.
3. Terai T. On calculation of sound fields around three dimensional objects by integral equation methods // *J.S. a V.*, 1980, 69 (1), p.71-100.
4. Kurze U.J. Noise reduction by barriers // *JASA*, 55-3, 1974, pp.504 – 518.
5. Kohshi N., Katsuo F. Boundary element analysis of the sound field around a finite barrier // *J. Jap. Soc. Precis. Eng.*, 1988. Vol.54, p.1351 – 1356.
6. Иванов Н.И., Тюрина Н.В. Проблема снижения шума железнодорожного транспорта // Сборник докладов международной научно-технической конференции “Применение акустических экранов для снижения шума и увеличения безопасности движения поездов”. М., 2006. С. 9 – 36.
7. Бобровских В.П., Иванов Н.И., Тюрина Н.В. О коэффициенте дифракции акустических экранов // “Новое в теоретической и прикладной акустике”, труды семинара / Под ред. Н.И. Иванова, 2007. СПб.: ГТУ. С. 141 – 147.
8. Методические рекомендации по оценке необходимого снижения звука у населенных пунктов и определению требуемой акустической эффективности экранов с учетом звукопоглощения. М.: Минтранс РФ, 2003, 38 с.
9. Куроедова В.В., Тупов В.В. К расчету акустической эффективности автотранспортных шумозащитных экранов // *АСО – 2016.* – С. 95-102.
10. Основы проектирования транспортных шумозащитных экранов/ И.Л. Шубин, И.Е. Цукерников, Н. Николов, А. Писарски. – М.: ИД «БАСТЕТ», 2015. – 208 с.
11. Техническая акустика транспортных машин: Справочник // Л.Г. Балишанская, Л.Ф. Дроздова, Н.И. Иванов и др. / Под ред. Н.И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – 365 с.
12. ОДМ 218.2.013-2011. Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. – Москва: ФГУП «Информавтодор», 2011. – 160 с.
13. Дудьев Т.И., Тупов В.В. Расчет уровней автотранспортного шума на защищаемой территории при проектировании акустических экранов // *АСО – 2018.* – С. 78-88.

14. *Тупов В.В., Черешнева О.А.* Расчет и исследование снижения шума автотранспортного потока шумозащитным экраном. Безопасность в техносфере, 2014, №5, с. 17 – 24.
15. ГОСТ 31295.2 – 2005 (ИСО 9613 – 2:1996). Шум. Затухание звука при распространении на местности. Ч.2. Общий метод расчета. Межгосударственный стандарт. 2007.
16. Защита от шума в градостроительстве / Под ред. Г.Л. Осипова. – М.: Стройиздат, 1993. 96 с. (Справочник проектировщика).
17. *Маева З.* Акустические экраны // Снижение шума в зданиях и жилых районах / Под ред. Г.Л. Осипова, Е.Я. Юдина. М.: Стройиздат, 1987. С. 426 – 448.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ИСТОЧНИКОВ ЗВУКА В ТУРБУЛЕНТНОЙ СТРУЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ СОПЛОВЫХ НАСАДКОВ РАЗЛИЧНОЙ КОНФИГУРАЦИИ

В.В. Ершов, И.В. Храмцов

*Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь
E-mail: er.vittore@gmail.com*

Целью работы является исследование положения доминирующих источников звука в маломасштабной турбулентной струе с помощью метода бимформинг. Для создания различных начальных условий истечения были использованы два сопловых насадка эквивалентного диаметра и различной геометрической конфигурации (конической и шевронной). На основе анализа полученных результатов можно заключить, что они хорошо соответствуют известным представлениям о физике процессов генерации шума турбулентными струями: более высокочастотные источники генерируются менее масштабными турбулентными структурами, находящимися ближе к кромке сопла, что подтверждается локализацией высокочастотных источников шума также ближе к кромке сопла. Шевронные сопла разрыхляют начальный участок струи, делая его менее коротким и способствуя тем самым более быстрому смещению источников шума к кромке сопла, что видно при сравнении карт локализации для конического и шевронного сопел на одинаковых частотах. Проводилось сравнение полученных результатов локализации с данными, полученными другими исследователями. Было установлено, что полученные результаты обеспечивают уверенность в возможности использования акустического бимформинга для измерения местоположения источника шума струи с точностью, аналогичной другим методам, которые использовались в прошлом.

Ключевые слова: локализация источников звука, бимформинг, дозвуковая турбулентная струя, шевронные сопловые насадки.

ВВЕДЕНИЕ

Постановка и способы решения современных проблем по снижению негативного воздействия авиационного транспорта на окружающую среду и человечество инициируются международной организацией гражданской авиации ИКАО. К настоящему времени исследования в области борьбы с авиационным шумом достигли существенных результатов. Однако по-прежнему главным источником в общем шуме самолета является двигатель [1]. В шуме самого авиационного двигателя одним из основных источников является турбулентная струя, что обусловлено следующими причинами. Во-первых, достижения в исследованиях по снижению шума лопаточных машин привели к тому, что даже у двигателей с высокой степенью двухконтурности струя имеет достаточно высокий уровень излучения шума. Во-вторых, на практике, даже для современных пассажирских самолетов, часто используют двигатели с низкой степенью двухконтурности, в которых шум реактивной струи вносит основной вклад в общий шум силовой установки.

Как известно, существуют активные и пассивные методы воздействия на турбулентность, а, следовательно, и на генерируемый турбулентной струей шум. К методам активного управления стоит отнести воздействие акустических или вибрационных возмущений на сопло струи [2, 3], а также воздействие на струю плазменными актуаторами [3-6] и вдув в основной поток микроструй [7-12]. В таких случаях подбором частоты возбуждения можно усилить или ослабить слияние вихревых структур, и, следовательно, влиять на шум струи. Пассивное управление осуществляется за счет изменения условий истечения или изменении геометрии формирующей струю устройства. В этом случае в

основном производится интенсификация смешения, что изменяет свойства крупномасштабных вихревых структур и уменьшает длину начального участка струи. К таким методам стоит отнести щелевидные (прямоугольные), шевронные, скошенные и гофрированные сопла [2, 13-18]. Данные методы являются одними из самых эффективных (снижение шума до 5 дБ). Кроме того, они являются простыми – обычно не требуется дополнительной аппаратуры, и их применение не приводит к увеличению массы авиационного двигателя.

Для снижения шума струи реальных авиационных двигателей чаще всего используются шевронные сопла. Такая форма является наиболее распространенной, так как сочетает в себе простоту изготовления и достаточно высокую эффективность (до 3-5 дБ). Использование таких сопловых насадок позволяет снизить шум струи в области максимума на спектре шума, но при этом происходит повышение шума в высокочастотной области спектра. Однако, с точки зрения оценки и прогнозирования шума самолета на местности, важнее снизить шум именно в области максимума излучения. Большая эффективность шевронных насадок достигается за счет увеличения размера лепестков и большего угла отклонения шевронов в реактивную струю. Однако стремление к большей эффективности снижения шума ведет к потере тяги двигателя до нескольких процентов [18].

Положение источников шума представляет собой важнейшую информацию. Особенно это касается шума турбулентной струи, в которой шум генерируется множеством вихрей различных масштабов, взаимодействующих друг с другом. Это приводит к тому, что источники шума на различных частотах распределены внутри струи. Так как шевроны приводят к изменению крупномасштабных вихрей, соответственно, это должно приводить к изменению положения источников шума от данного объекта относительно струи, истекающей из стандартного сопла.

В данной работе для получения информации об источниках шума в струе использовалась плоская микрофонная антенна, сигналы измерений с которой обрабатывались методом плоского бимформинга. С помощью данного метода можно получить информацию о распределении акустических источников в пространстве, определить уровень звукового давления данных источников на представляющих интерес частотах. Методы бимформинга широко применяются в аэроакустических исследованиях [19-25].

Основная идея метода состоит в когерентном суммировании результатов измерений различных микрофонов для улучшения сигнала, излучаемого из фокусной точки, и минимизации вкладов сигналов из всех остальных точек. Таким образом, метод бимформинга представляет собой способ сложения данных, измеренных микрофонами, с целью определения пространственного распределения источников шума. В простейшем случае работы метода результаты измерений микрофонов складываются с задержкой по времени, где величина задержки зависит от положения фокуса и положения микрофона. Когда источник звука находится в фокусной точке, результаты измерений микрофонов складываются когерентно, что приводит к усилению сигнала, а когда источник находится вне фокуса – некогерентно. Такой метод бимформинга хорошо себя зарекомендовал для локализации изолированных точечных источников звука [24].

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШУМА СТРУИ, ИСТЕКАЮЩЕЙ ИЗ СТАНДАРТНЫХ И ШЕВРОННЫХ СОПЕЛ

В работе рассматривались стандартные конические и шевронные сопла. Коническое сопло представляет собой конус с углом наклона 12 градусов и имеет острую кромку на срезе. Подробное исследование шума струи, истекающей из используемых конических сопел, рассмотрено в работах [26, 27]. Используемое в работе шевронное сопло имело 12 шевронов, расположенных по контуру среза сопла [28]. При этом угол

отклонения шевронов в струю остается таким же, как у конического сопла. Эквивалентная площадь по средней линии шевронов соответствует площади среза сопла конических сопловых насадков. Отличительной особенностью этих шевронов является треугольная форма шеврона в поперечном направлении и острые кромки шевронов (рисунок 1).

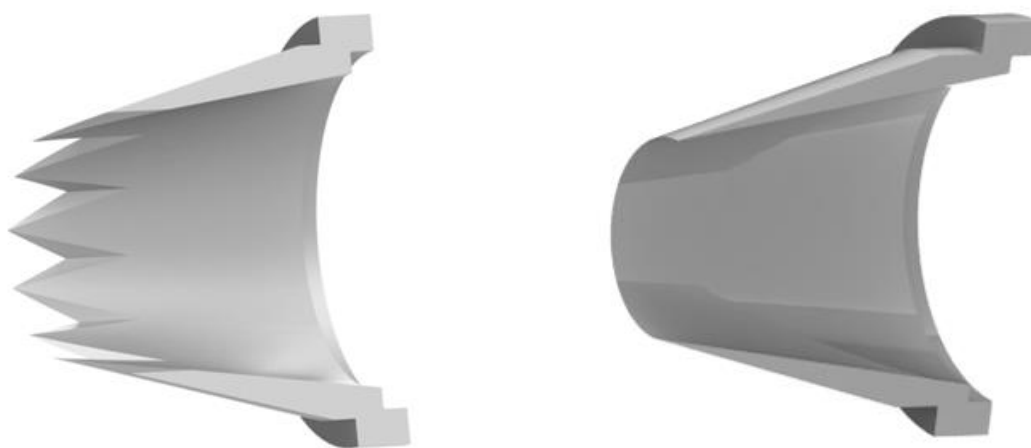


Рис. 1. 3D-модели шевронного (слева) и конического (справа) сопел

Изготовление шевронных сопел производилось в два этапа. На первом этапе с помощью станка ЧПУ вытачивалось коническое сопло, которое в дальнейшем подвергалось дополнительной обработке. В области среза сопла имеется острая кромка, и использование традиционных методов обработки на основе механических воздействий приводит к ее деформации. В данном случае для нарезания шевронов использовалась лазерная резка металла. В результате были получены острые кромки шевронов.

Исследования одноконтурной струи проводились в заглушенной камере ПНИПУ [29-31]. Использовалась одноконтурная струя без спутного потока со скоростью 0.5 М, создаваемая с помощью двух последовательно соединенных вентиляторов, с мощностью 45 кВт каждый. Скорость контролировалась перед проведением эксперимента с помощью трубки Пито-Прандтля. Размер сопла составлял 50 мм. При измерениях шума струи микрофоны были установлены в плоскости оси струи параллельно полу на отдельно стоящих стойках. Для уменьшения отражений от стоек микрофоны крепились через специальные державки длиной 0.4 м. Стойки располагались так, чтобы принимающие головки микрофонов находились на дуге радиусом 2 м от центра среза сопла под углом от 30 до 105 градусов относительно оси сопла, направленной в сторону истечения струи. Стойки располагались с шагом 15 градусов. Запись сигнала в каждом измерении выполнялась с помощью 1/4" микрофонов Briel & Kjaer, тип 4958 в течение 10 с. Для записи использовались анализаторы Briel & Kjaer, тип 3055-B-120 и специализированное программное обеспечение Briel & Kjaer PULSE LabShop. Схема и фотография проведения эксперимента в заглушенной камере ПНИПУ представлена на рисунке 2. Полученные спектры шума струи, образованной с помощью конического и шевронного сопла, для углов наблюдения 90 и 30 градусов, представлены на рисунке 3.

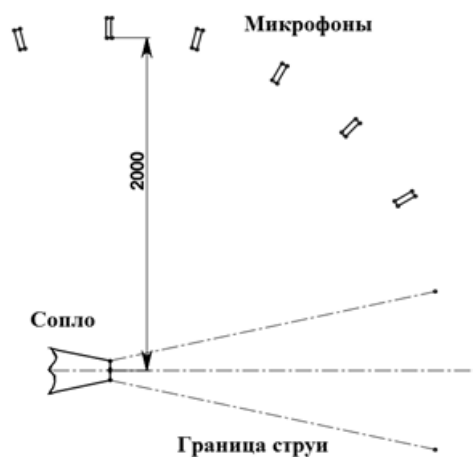


Рис. 2. Фотография и схема эксперимента по измерению шума струи с разными сопловыми насадками

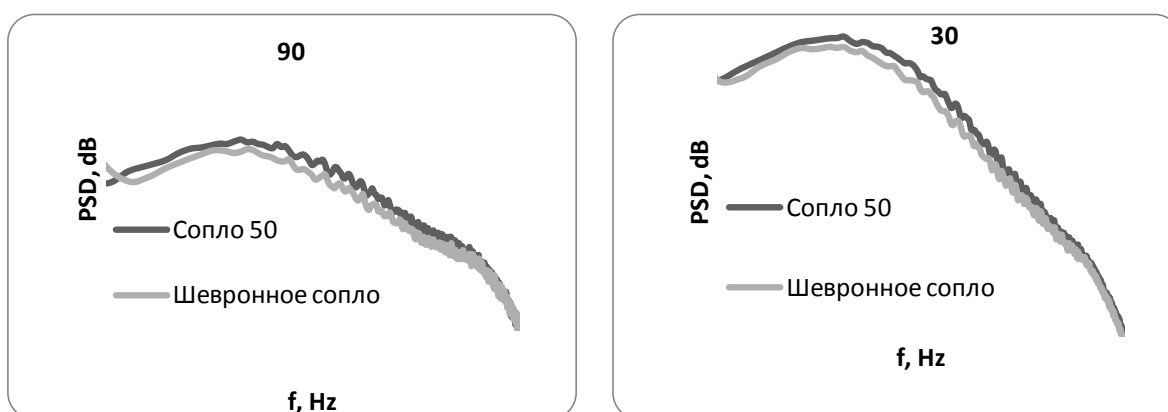


Рис. 3. Спектры шума шевронных сопел в дальнем поле

Как можно увидеть, шевронные сопла обеспечивают эффективность снижения шума в области максимума шума струи, достигающую 1 дБ, при этом происходит небольшое увеличение высокочастотной компоненты шума.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ИСТОЧНИКОВ ШУМА ТУРБУЛЕНТНОЙ СТРУИ

Для локализации источников шума в турбулентных струях применялась 9-лучевая 54-микрофонная антенна Briel & Kjaer типа WA-1676-W-003, в которую были установлены микрофоны Briel & Kjaer типа 4944. Запись шума струи и генерация возбуждения производились в приложении Pulse LabShop NSI Array Fixed Meas. Запись шума производилась в течение 10 с. Исследования положения источников шума методом бимформинг проводились при аналогичных условиях истечения струи. Скорость струи составляла 0.5 М. Использовалось коническое и шевронное сопло. Микрофонная антенна устанавливалась так, чтобы центр решетки находился напротив среза сопла, а ось струи пересекала центр карты локализации. Антенна была удалена от плоскости струи на расстояние, эквивалентное 1 диаметру своей воображаемой описанной окружности. Схема расположения микрофонной антенны и фотография эксперимента представлены на рисунке 4.

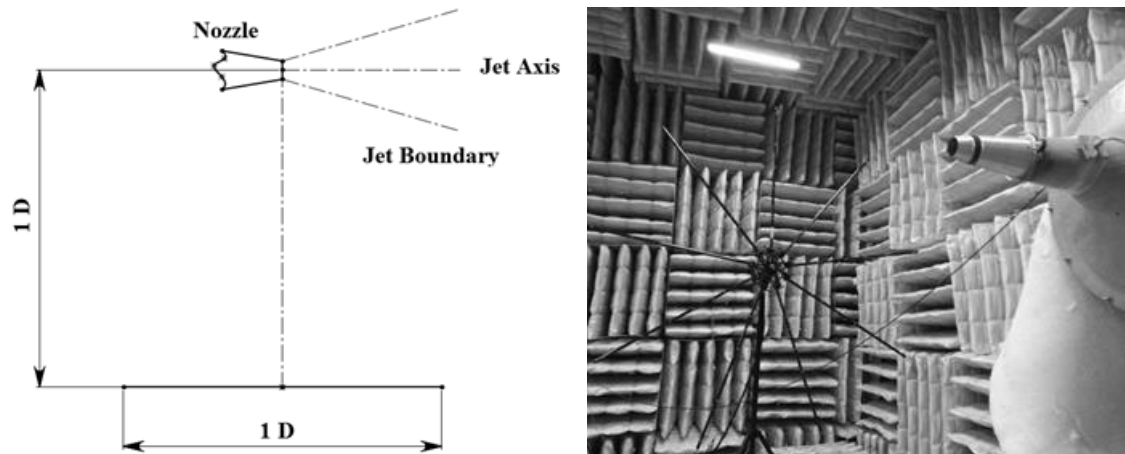


Рис. 4. Схема расположения микрофонной антенны и фотография эксперимента

Обработка результатов производилась в программе NSI Array Acoustic Post-Processing методом Beamforming Delay-and-Sum. Результаты анализировались в третьоктавных полосах частот от 315 до 20000 Гц. При построении карт локализации использовался динамический диапазон 3 дБ. Локализация источников производилась на достаточно подробной сетке с линейным размером элемента 1 см. На первом этапе производилось сравнение картин положения источника на разных частотах для струй, полученных с помощью конического и шевронного насадков.

Для каждой полосы частот сохранялось изображение с картой локализации источников. К процедуре последовательности выбора блоков данных для обработки было применено 50% перекрытие. Каждый блок был умножен на оконную функцию Ханна, затем была выполнена процедура быстрого преобразования Фурье. Количество спектральных линий быстрого преобразования Фурье было равным 400, что задает ширину каждой спектральной линии частотой 64 Гц. Из каждого спектрального отсчета, применительно ко всем микрофонам в массиве, были сформированы матрицы взаимных спектров, относящихся к каждой конкретной частоте. После цифровой обработки всех блоков данных, находящихся в исходной записи, было проведено линейное усреднение всего набора матриц взаимных спектров, относящихся к одним и тем же спектральным отсчетам.

После выполнения процедуры пост-процессинга было определено местоположение акустических источников с максимальной интенсивностью излучения для каждой третьоктавной полосы частот. На основе информации о координатах среза сопла, полученных с помощью карты визуализации, было рассчитано расстояние от среза до каждого из таких источников. На первом этапе производилось сравнение картин положения источника на разных частотах для струй, полученных с помощью сопел различного диаметра.

Как можно увидеть на рисунке 5, для струи, образованной с помощью конического сопла, наблюдаются характерные проявления для такого типа течения, в частности, с ростом частоты источник уменьшается и смещается ближе к срезу сопла. Для струи, образованной с помощью шевронного сопла, положение источников близко к положению в чистой струе, однако, источник с ростом частоты быстрее смещается ближе к срезу сопла. Как можно увидеть на рисунке, центр источника в области максимума шума струи для данной скорости (500-2000 Гц) расположен на расстоянии 4-9 калибров от среза сопла, что соответствует концу начального участка и началу основного участка в течении затопленной струи [32].











	Коническое сопло	Шевронное сопло
400		
1000		
2500		
6300		
16000		

Рисунок 5. Карта локализации источников шума в чистой струе

В дальнейшем проводился более подробный анализ положения источника чистой струи в соответствии с работой [22]. В указанной работе рассматривалось положение центра источника шума на карте локализации для турбулентных струй. При этом положение источников шума на разных частотах сосредоточено вблизи:

$$St = 50 \left(\frac{x}{d_c} \right)^{-2.5}, \quad (1)$$

где St — число Струхала; x — положение центра источника шума на карте локализации; d_c — диаметр сопла.

Также в данной работе показано, что положение источников зависит от числа Маха, числа Рейнольдса, турбулентности на начальном участке и т.д. Результаты, полученные в настоящем исследовании, сравнивались с выражением (1) и результатами других авторов, в работах которых использовались методы: акустического зеркала от Chu и др. [33], полярной корреляционной техники от Fisher и др. [34] и минимальной фазы от Ahuja и др. [35].

Типовое сравнение результатов, полученных в данной работе для конического сопла диаметром 50 мм, с результатами различных авторов, представлено на рисунке 7. Можно увидеть, что результаты, полученные с помощью антенны Brüel & Kjaer, достаточно близки к другим данным и методам, однако, в представленных работах, наблюдается существенный разброс начальных условий истечения (размер сопла, скорость истечения струи и т.д.).

Как можно увидеть на рисунке 6, результаты, полученные методом бимформинг, хорошо совпадают с результатами работы [22], в которой использовался аналогичный метод. Положения источников шума при близких условиях истечения практически совпадают друг с другом для разных струйных установок. Отличия положения источника на близких частотах составляют не более 1 калибра.

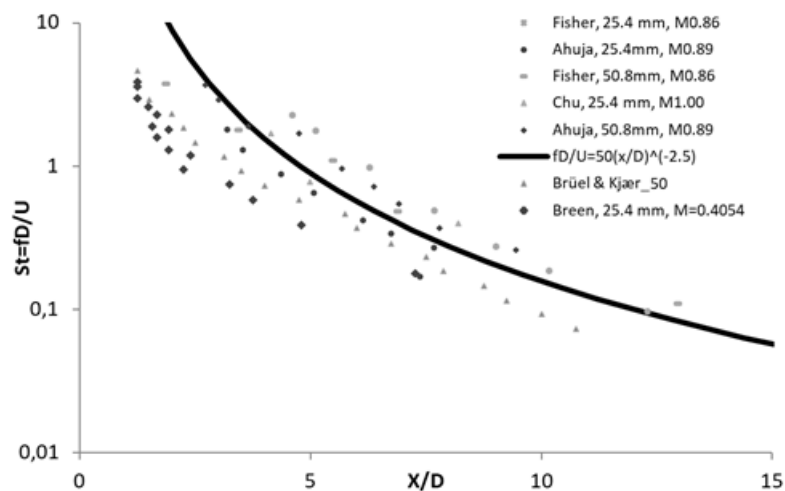


Рис. 6. Сравнение результатов по положению источника шума с другими авторами.

Стоит отметить, что наиболее достоверным является сравнение результатов определения местоположения источника, полученных с помощью разных методов на одной и той же установке при одинаковых условиях истечения [22].

На рис. 7 представлено сравнение положения источников шума в струе, истекающей из конического и шевронного сопла. Как можно увидеть, положения источников шума в шевронной струе на высоких частотах смещено ближе к срезу сопла, что связано с измельчением размеров вихрей, которые образуются на лепестках шевронов за счет их азимутальной неоднородности.

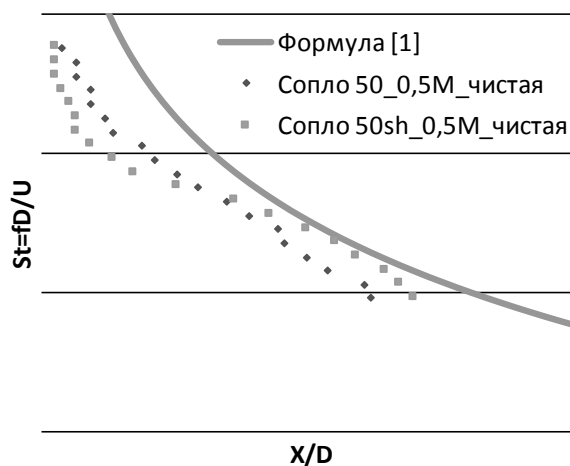


Рис. 7. Зависимость положения источника на картах локализации для конического и шевронного сопла

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе рассматриваются акустические характеристики струй, истекающих из конического и шевронного сопла. Используются шевронные сопловые насадки из металла с эквивалентными размерами, соответствующими, коническому сопловому насадку с диаметром выхода 50 мм. Данные шевронные насадки имеют 12 треугольных шевронов, расположенных по контуру среза сопла. Проведенные эксперименты по измерению шума турбулентной струи показали, что эффективность созданных шевронных насадок в области максимума излучения составляет примерно 1 дБ. При этом высокочастотная часть спектра возрастает незначительно. С точки зрения оценки и прогнозирования шума самолета на местности, важнее снизить шум именно в области максимума излучения.

Проведена локализация источников шума в турбулентной струе, образованной с помощью конического и шевронного сопловых насадков. Использовалась плоская 9-лучевая 54-канальная микрофонная антенна Briel & Kjaer и метод Beamforming Delay-and-Sum. В результате получено положение источников шума в турбулентной струе в треть-октавных полосах частот.

Результаты, полученные для струи, истекающей из конического насадка, сравнивались с результатами других авторов и выражением для числа Струхала из работы [22]. Было выявлено, что положение источников шума в струе достаточно близко к расчетному. Различия можно объяснить отличием начальных условий истечения струи. Проведенные сравнения положения источников шума в струе, истекающей из конического и шевронного сопла, показало, что на высоких частотах источник располагается ближе к срезу сопла.

Работа выполнена при поддержке АО «ОДК».

ЛИТЕРАТУРА

1. Leylekian L., Lebrun M., Lempereur P. An overview of aircraft noise reduction technologies. Journal Aerospace Lab, 2014, No. 7, pp. 1-15.
2. Кузнецов В.М. Основы теории шума турбулентных струй. М.: Физматлит, 2008, 240 с.
3. Kopiev V.F., Belyaev I.V., Faranosov G.A., Kopiev V.A., Ostrikov N.N., Zaytsev M.Yu., Akishev Yu.S., Grushin M.E., Trushkin N.I., Bityurin V.A., Klimov A.I., Moralev I.A., Kosy I.A., Berezhetskaya N.K., Taktakishvili M.I. Instability wave control in turbulent jet by acoustical and plasma actuators. Progress in Flight Physics, 2015, No. 7, pp. 211-228.
4. Kim J.H., Kearney-Fischer M., Samimy M., Gogineni S. Active noise control in jets from conical and contoured supersonic nozzles with plasma actuators. AIAA Paper, 2009, No. 3187, pp.1-15.
5. В.Ф. Копьев, В.А. Битюрин, И.В. Беляев и др. Управление шумом струи с помощью плазменных актуаторов диэлектрического барьерного разряда. Акустический журнал, 2012, т. 58, № 4, с. 473-481.
6. Kopiev V.F., Akishev Y.S., Belyaev I.V., Berezhetskaya N.K., Bityurin V.A., Faranosov G.A., Grushin M.E., Klimov A.I., Kopiev V.A., Kosy I.A., Moralev I.A., Ostrikov N.N., Taktakishvili M.I., Trushkin N.I., Zaytsev M.Yu. Instability wave control in turbulent jet by plasma actuators. Journal of Physics D: Applied Physics, 2014, Vol. 47, pp. 1-18.
7. Zoppellari E., Juve D. Reduction of hot supersonic jet noise by water injection. AIAA Paper, 1998, No. 2204, pp. 35-45.
8. Krothapalli A., Greska B., Arakeri V. High speed jet noise reduction using microjets // AIAA Paper, 2002, No. 2450, pp. 1-11.

9. Greska B., Krothapalli A. The near-field effects of microjet injection // AIAA Paper, 2005, No. 3046, pp. 1-17.
10. Castelain T., Sunyach M., Juve D., Bera J.C. Jet noise reduction by impinging microjets: an aerodynamic investigation testing microjet parameters. AIAA Paper, 2007, No. 3419, pp. 1-15.
11. Zaman K.B.M.Q., Podboy G.G. Effect of microjet injection on supersonic jet noise. AIAA Paper, 2010, No. 4022, pp. 1-20.
12. Губанов Д.А. Влияние микроструй на структуру и акустическое излучение сверхзвуковой недорасширенной струи. Диссертация на соискание уч. степ. к. физ.-мат. наук, Новосибирск, 2014, 140 с.
13. Задняя кромка для двигателя летательного аппарата, оснащенная подвижными шевронными элементами, и гондола летательного аппарата, снабженная такой задней кромкой. Патент 2492337. Рос. Федерация: МПК F02K 1/46 / Герен Ф.; заявитель и патентообладатель «Эрсель», № 2010139205/06; заявл. 10.04.2012; опубл. 10.09.2013, Бюл. № 25, 11 с.
14. Противошумовой шеврон для сопла, а также сопло и турбореактивный двигатель, оснащенные таким шевроном. Патент 2466290. Рос. Федерация: МПК F02K 1/48 / Силла А.А., Юбер Ж., Пелагатти О., Пра Д., Дебатин К.; заявитель и патентообладатель «Эрбюс Операсьон», № 2010109411/06; заявл. 20.09.2011; опубл. 10.11.2012, Бюл. № 31, 12 с.
15. Алексенцев А.А., Бекурин Д.Б., Власов Е.В. [и др.] Исследование характеристик сопла ТРДД с регулируемыми шевронами. Ученые записи ЦАГИ, 2009, т. XL, № 6, с. 14-21.
16. Любимов Д.А. Анализ турбулентных струйных и отрывных течений в элементах ТРД комбинированными RANS/LES-методами высокого разрешения. Автореф. дис. д-ра физ.-мат. наук, М., 2014, 40 с.
17. Копьев В.Ф., Зайцев М.Ю., Остриков Н.Н. Снижение шума дозвуковой струи за счет гофрированной формы сопла. Акустический журнал, 2013, т. 59, с. 232-234
18. Алексенцев А.А., Бекурин Д.Б., Власов Е.В., Иноземцев А.А., Лаврухин Г.Н., Падучев А.П., Умпелева О.А. Исследование характеристик сопла ТРДД с регулируемыми шевронами. Ученые записки ЦАГИ, 2009, № 6, с. 14-21.
19. Gade S., Hald J., Gomes J., Dirks G., Ginn B. Recent Advances in Moving-Source Beamforming. Sound & Vibration, 2015, Vol. 49, No. 4, pp. 8-14
20. Christensen J.J., Hald J. Beamforming. Technical review. Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurements A/S, 2004.
21. Dougherty R.P. Beamforming in acoustic testing. Aeroacoustic Measurements, 2002, pp. 62-97.
22. Breen N.P., Ahuja K. Measuring Jet Noise Source Locations with Acoustic Beamforming. AIAA Paper, 2015, No. 2015-0735.
23. Копьев В.Ф., Храпцов И.В., Ершов В.В., Пальчиковский В.В. О возможности использования единичной временной реализации для исследования шума вихревых колец. Акустический журнал, 2019, т. 65, № 1, с. 48-57
24. Берсенев Ю.В., Вискова Т.А., Беляев И.В., Пальчиковский В.В., Кустов О.Ю., Ершов В.В., Бурдаков Р.В. Применение метода плоского бимформинга к идентификации вращающихся звуковых мод. Вестник ПНИПУ. Механика, 2016, № 1.
25. Бычков О.П., Демьянов М.А., Фараносов Г.А. Локализация дипольных источников шума плоскими микрофонными решетками. Акустический журнал, 2019, т. 65, № 4, с. 675-687
26. Khramtsov I.V., Cherenkova E.S., Palchikovskiy V.V., Kustov O.Yu. On application in aeroacoustic investigations of nozzles produced by additive technology. AIP Conference Proceedings, 2018, Vol. 2027, No. 030089.

-
-
27. Khramtsov I.V., Cherenkova E.S., Palchikovskiy V.V., Kustov O.Yu. On applicability of additive technology in producing nozzles for jet noise investigations. *AKUSTIKA*, 2019, Vol. 34, pp. 180-184.
 28. Храмов И.В., Черенкова Е.С., Пальчиковский В.В., Кустов О.Ю. Снижение шума турбулентной дозвуковой струи с помощью шевронных насадков. *Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации*, 2017, т. 1, с. 285-288
 29. Копьев В.Ф., Пальчиковский В.В., Беляев И.В., Берсенов Ю.В., Макашов С.Ю., Храмов И.В., Корин И.А., Сорокин Е.В., Кустов О.Ю. Создание заглушенной установки для аэроакустических экспериментов и исследование ее акустических характеристик. *Акустический журнал*, 2017, т. 63, № 1, с. 114-126.
 30. Palchikovskiy V.V., Bersenev Yu.V., Makashov S.Yu., Belyaev I.V., Korin I.A., Sorokin E.V., Khramtsov I.V., Kustov O.Yu. Tests of anechoic chamber for aeroacoustics investigations. *AIP Conference Proceedings*, 2016, Vol. 1770, No. 030116.
 31. Kopiev V.F., Palchikovskiy V.V., Bersenev Yu.V., Makashov S.Yu., Belyaev I.V., Korin I.A., Sorokin E.V., Khramtsov I.V., Kustov O.Yu. Design and qualification of an anechoic facility in PNRPU. *Procedia Engineering*, 2017, Vol. 176, pp. 264-272.
 32. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. М.: ЭКОЛИТ, 2011, 720 с.
 33. Chu W.T., Laufer J., Kao K. Noise Source Distribution in Subsonic Jets. *International Conference on Noise Control*, Washington D.C., 1972.
 34. Fisher M.J., Harper-Bourne M., Glegg S.A.L. Jet engine noise source location: the polar correlation technique. *Journal of Sound and Vibration*, 1977, Vol. 51, Iss. 1, pp. 23-54.
 35. Ahuja K.K., Massey K.C., D'Agostino M.S. A simple Technique of Locating Noise Sources of a Jet Under Simulated Forward Motion. *AIAA 98-2359, 4th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Toulouse, 1998.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДОЗ ШУМА ПРИ ОЦЕНКЕ ШУМОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА НЕПОСТОЯННЫХ РАБОЧИХ МЕСТАХ

О.А. Жоголева, Н.П. Меркушева

*ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет», Тамбов
e-mail: zhogoleva.olga@rambler.ru*

Непостоянные рабочие места широко распространены на предприятиях с автоматизированным производством. В этих случаях рабочие в течение смены подвергаются воздействию разных по уровням шумов. Рассмотрены принципы оценки шумовых воздействий на рабочих при непостоянных рабочих местах. Для их оценки предложено использовать вместо эквивалентных уровней звукового давления дозы шума. Показано, что дозы шума более удобны для получения достоверной информации о воздействии шума на организм рабочего в течение смены. При использовании доз шума одновременно учитывается пространственное положение работающего и временные воздействия на него шума разной величины. Предложено в этом случае использовать временные карты доз шума. Разработана компьютерная программа для их построения. Показаны возможности компьютерного моделирования при проектировании технологических процессов с непостоянными рабочими местами с учетом обеспечения нормативных требований по фактору шумности. Дан пример решения практической задачи.

Ключевые слова: производственные здания, непостоянные рабочие места, шумовой режим, расчет шума, доза шума.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время широкое распространение имеют предприятия с автоматизированными технологическими линиями. Для их обслуживания и наблюдения за технологическими процессами рабочие (операторы) перемещаются по цеху в соответствии с временными графиками наблюдений. Такие перемещения рабочих по цеху носят название непостоянных рабочих мест. При перемещениях рабочие попадают в зону с разными уровнями шума. В этом случае требуется производить оценку суммарного воздействия на них шума за рабочую смену. Для этого необходимо иметь сведения о путях перемещения рабочих в цехе и о времени пребывания рабочего на конкретном участке цеха. Эти сведения можно получить на основе технологических карт или другой документации, регламентирующей технологический процесс.

В нормативной литературе по защите от шума в настоящее время отсутствует понятие непостоянных рабочих мест. В тоже время перемещение рабочих в течение смены по разным участкам помещения с разными уровнями шума можно оценивать как нахождение их в условиях воздействия непостоянного шума. Для оценки непостоянных шумов в процессе технологического проектирования постоянных рабочих мест используются эквивалентные уровни шума, определяемые в октавных полосах частот и эквивалентный уровень, определяемый в децибелах А (дБА). Эти значения, по-видимому, могут применяться и для нормирования шумов перемещающихся по помещению (непостоянных) рабочих мест. На наш взгляд, это должно найти отражение при очередной корректировке нормативной литературы, и в частности, СП 2504.1325800.2016. Здания и территории. Правила защиты от производственного шума.

Оценка шума непостоянных рабочих мест необходима для решения технических задач при разработке мер по обеспечению соответствия шумового режима нормативным требованиям и для гигиенических исследований непостоянных шумовых воздействий на организм человека. Ниже рассмотрена методика оценки шума непостоянных рабочих мест и ее использования для решения для решения практических задач.

1. МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ШУМА НЕПОСТОЯННЫХ РАБОЧИХ МЕСТ

Как сказано выше, при решении задач по снижению шума с целью обеспечения нормативных требований на непостоянных рабочих местах можно использовать эквивалентные уровни шума. При разработке мер снижения шума необходимо иметь сведения об эквивалентных уровнях звукового давления в октавных полосах частот и сведения об эквивалентных уровнях шума в дБА.

В этом случае эквивалентные уровни звукового давления в октавных полосах частот могут определяться по формуле

$$L_{\text{экв}} = 10 \lg \left(\frac{1}{T} \sum_{i=1}^n t_i \cdot 10^{0.1 L_i} \right), \quad (1)$$

где t_i – время, в течение которого рабочий находится на участках с постоянным уровнем L_i ; L_i – постоянное значение уровня звукового давления в дБ на i -ом участке; T – общее время воздействия шума на рабочего.

Имея сведения об эквивалентных уровнях звукового давления в октавных полосах частот можно определить и эквивалентные уровни шума в дБА.

При гигиенических исследованиях непостоянного шума кроме эквивалентных уровней необходимо также иметь сведения о дозах шума [1]. Под дозой шума в этом случае понимается акустическая энергия за время действия непостоянного шума, определяемая по интегральной или разностной формулам [2]

$$D = \int_0^T p_A^2 \cdot dt, \quad (2)$$

$$D = \sum_{i=1}^n p_{Ai}^2 t_i, \quad (3)$$

где p_A – мгновенное значение звукового давления, полученная при коррекции «А» шумомера, Па; T – общее время измерений, ч; p_{Ai} – звуковое давление продолжительностью действия t_i , на участке с уровнем L_{Ai} ; n – общее число участков нахождения рабочего за исследуемый отрезок времени T .

Выражение (3) удобно записать также в виде

$$D = \sum_{i=1}^n p_0^2 10^{0.1 L_{Ai}} t_i \quad (4)$$

где $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па – пороговое значение звукового давления; L_{Ai} – постоянное значение уровня шума в дБА на i участке.

В работе [1] указывается, что с физической точки зрения эквивалентный уровень и доза являются между собой аналогами и возможен их взаимный пересчет. В физиологическом отношении эти два параметра отличаются принципиально. Эквивалентный уровень определяется по логарифмической шкале в децибелах от порога восприятия, а доза – в долях от допустимой дозы, являющейся порогом вредного воздействия, и оценивается в линейных величинах. Эквивалентный уровень отражает среднее значение уровня шума за смену, а доза характеризует суммарную энергию шума, воздействующего на рабочего за смену. Связь между дозой шума и эквивалентным уровнем энергии имеет вид

$$L_{\text{экв}} = 10 \lg \left(\frac{D}{T} \right). \quad (5)$$

При проектировании мероприятий по защите от шума иногда удобно использовать и другие показатели производные от дозы шума.

Как видно по формулам (1) и (4), для разработки мер по снижению шума и оценки шумового воздействия на организм рабочих, находящихся на непостоянных рабочих местах, необходимо иметь методы расчета энергетических параметров шума, и именно, уровни звукового давления на всех участках, где находится рабочий в течение смены.

При действии в помещениях источников постоянного шума и перемещающихся по помещению рабочих для расчета эквивалентных уровней шума непостоянных рабочих мест удобно использовать шумовые карты, построенные как для определения уровней звукового давления в октавных полосах частот, так и для определения уровней шума в дБА.

Для построения карт шума необходимо иметь методы расчета уровней звукового давления, учитывающие факторы и условия, влияющие на процессы формирования и распространения прямой и отраженной звуковой энергии в замкнутых воздушных объемах производственных помещений [4].

Источниками шума внутри производственных помещений является технологическое оборудование. В зависимости от размеров и характера излучения они могут быть точечными, линейными, плоскими и объемными источниками простой и сложной формы. Для расчёта прямого звука, излучаемого ими, в настоящее время разработаны методы расчета и программы для их реализации [5,6,7,8].

Распределение отражённой звуковой энергии определяется объемно-планировочными и акустическими параметрами помещений [4]. В статье [9] показано, что значительное влияние на формирование и распространение отражённой звуковой энергии имеет характер отражения звука от ограждений и оборудования. Установлено, что в большинстве производственных помещений отражение звука имеет зеркально-диффузный характер. Основываясь на этом, в настоящее время разработан комбинированный метод расчета, в котором распределение прямого звука и зеркальной составляющей отраженного звука производится методом прослеживания лучей, а диффузно рассеянная составляющая отраженного звука определяется численным статистическим энергетическим методом [10,11].

При гигиенической оценке степени зашумления рабочих, находящихся на непостоянных рабочих местах, более удобно использовать относительную безразмерную величину дозы шума, которая согласно [2] определяется выражением

$$D_{ш} = \frac{D}{D_{доп}}, \quad (6)$$

где $D_{доп}$ - допустимое значение звукового давления при значениях уровней шума в дБА, соответствующих нормативному значению для конкретного производства.

Допустимое значение дозы шума для постоянного рабочего места за смену продолжительностью $T_{см}$, соответствующее предельно допустимому уровню $L_{доп}$, рассчитывается по выражению

$$D_{доп} = T_{см} (\rho_0)^2 10^{0.1L_{доп}}.$$

В соответствии с СП 51.13330.2011 «Защита от шума» для рабочих мест в производственных помещениях допустимая доза $D_{доп}$ при $T_{см} = 8$ ч и $L_{доп} = 75$ дБА будет равна

$$D_{доп} = 8(2 \cdot 10^{-5})^2 10^{0.1 \cdot 75} = 0.101 \text{ Па} \cdot \text{ч}$$

Эту величину можно принять и при оценке зашумления непостоянных рабочих мест.

Для оценки распределения шумовых воздействий на человека предлагается наряду с шумовыми картами эквивалентный уровень звукового давления использовать карты почасовых относительных доз шума, определяемых по выражению

$$D' = D_{ш} / T_{см} \quad (7)$$

Величина D' показывает какую часть допустимой дозы шума получает рабочий, находясь в конкретной точке помещения в течение часа.

Для построения карт уровней шума и карт относительных доз шума разработана компьютерная программа [12]. Программа позволяет производить оценку непостоянных рабочих мест с позиции их соответствия нормативным требованиям при различных экспозициях времени пребывания рабочего на них. Форма программы с результатами определения уровней шума в дБА приведена на рис.1.

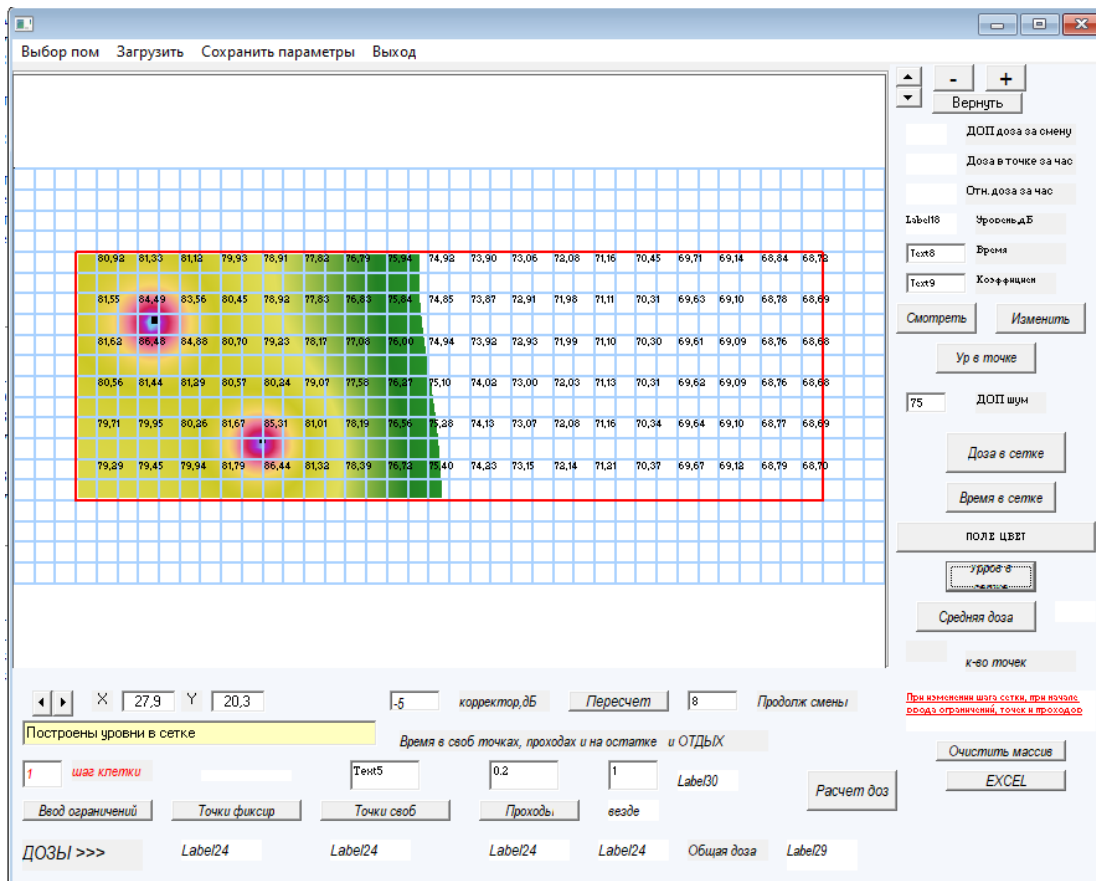


Рис. 1. Компьютерная форма с результатами оценки акустической ситуации в производственном помещении

Ниже показана возможность использования программы для решения практических задач по оценке шумового режима непостоянных рабочих мест и мер по ограничению шумовых воздействий на рабочего, перемещающегося во время смены в цехе.

2. ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ ШУМОВОГО РЕЖИМА НЕПОСТОЯННЫХ РАБОЧИХ МЕСТ

Практический пример использования дозы шума для оценки шумового режима рабочих мест в сравнении с его оценкой на основе эквивалентных уровней шума выполнен для производственного помещения с размерами 36х12х4.8 м. В помещении находятся два источника шума, потолок облицован эффективным звукопоглощающим материалом.

На рис. 2 приведены карты уровней шума в дБА и часовых относительных доз при допустимом уровне шума $L_{\text{доп}}=75$ дБА. Координатная сетка на картах нанесена с шагом 1 м.

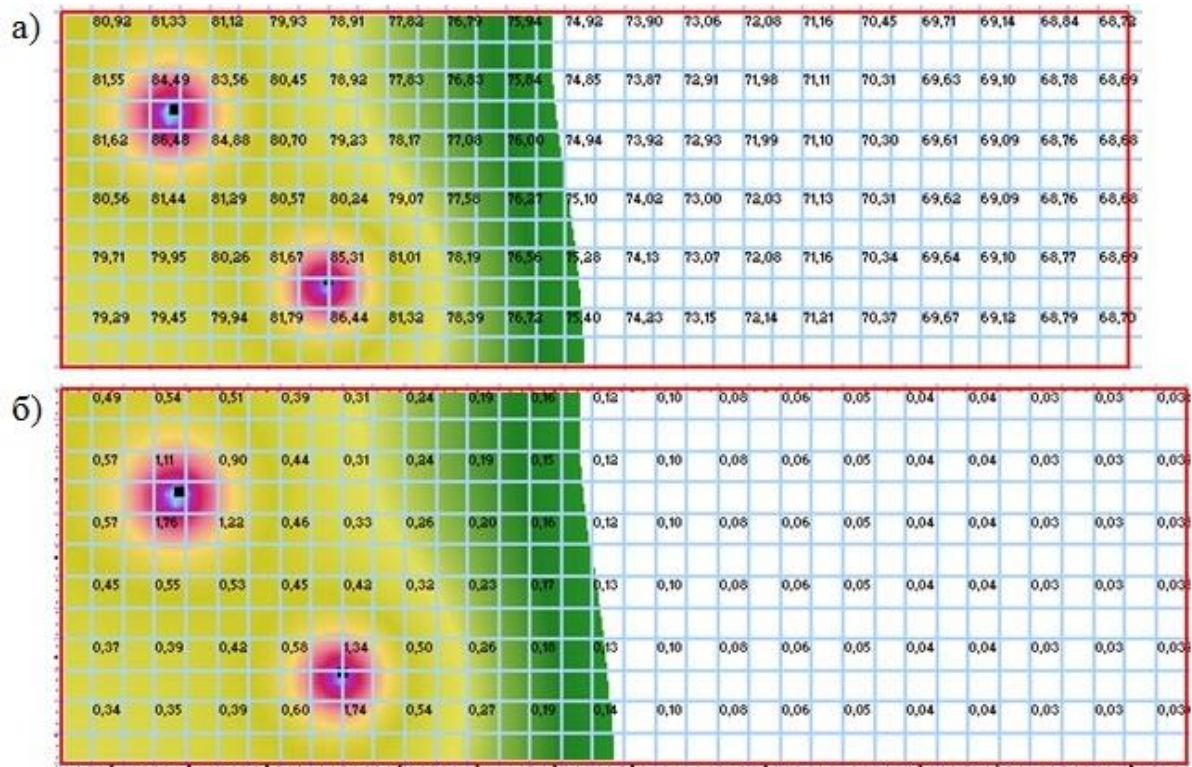


Рис. 2. Карта шума производственного помещения: а – в уровнях шума, дБА; б - в часовых относительных дозах шума

Карты рис. 2,а и 2,б в определенном смысле однозначны. На картах и в этом и в другом случаях белым цветом отмечены зоны, где уровень шума меньше допустимой величины $L_{\text{доп}} = 75$ дБА.

На карте рис. 2,б эта зона определяется по выражению (7) при $D_{\text{ш}}=1$. В случае $T_{\text{см}}=8$ ч должно обеспечиваться условие $D' < 1/8 = 0.125$.

Анализировать шумовую ситуацию на рабочих местах при оценке её соответствия нормативным требованиям более удобно с использованием карты доз шума.

Наиболее простой является ситуация, когда рабочий в течение смены находится на одном постоянном рабочем месте. На рабочем месте в закрашенной части цеха рабочий может находиться только в неполную смену. В противном случае относительная доза шума D' будет больше $D_{\text{ш}}=1$ и, соответственно, уровень шума будет превышать допустимый нормами уровень.

Для определения допустимого времени пребывания рабочего в конкретной точке помещения (на рабочем месте) можно определять, используя выражение (1). Для случая одного постоянного места можно записать равенство

$$L_{\text{доп}} = L_A + 10 \lg \left(\frac{T_{\text{доп}}}{T_{\text{см}}} \right), \quad (8)$$

где L_A - уровень шума на рабочем месте, дБА, определяемый по карте шума рис. 2,а; $T_{\text{доп}}$ - допустимое время пребывания на рабочем месте.

Тогда

$$T_{\text{доп}} = \frac{T_{\text{см}}}{10^{0.1(L_A - L_{\text{доп}})}} \quad (9)$$

С помощью часовой относительной дозы, представленной на карте рис. 2,б, допустимое время нахождения в конкретной точке из условия не превышения допустимой дозы $D_{\text{ш}}=1$ может быть рассчитано более просто

$$T_{\text{доп}} = \frac{1}{D'} \quad (10)$$

На карте рис. 3 показано время безопасного непрерывного нахождения рабочего в различных точках производственного помещения.

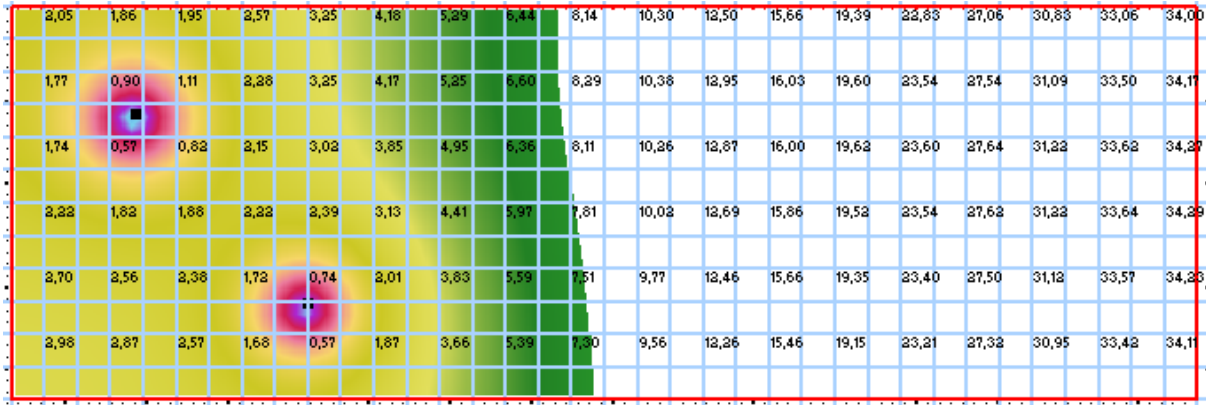


Рис.3. Карта допустимого времени пребывания рабочего в различных точках помещения

Более сложная ситуация возникает при шумовых воздействиях на рабочего, находящегося в течение смены на двух рабочих местах.

Для анализа такой ситуации допустим, что на первом месте уровень шума L_{A1} и доза D'_1 , а на втором – L_{A2} и D'_2 . Допустим также, что уровень шума на первом месте выше, чем на втором: $L_{A1} > L_{A2}$ и $D'_1 > D'_2$. Время пребывания на рабочих местах соответственно равно T_1 и T_2 , а общее время равно продолжительности рабочей смены $T_1 + T_2 = T_{\text{см}}$. При этом может быть два случая шумовой обстановки на рабочих местах.

Случай 1. Уровень шума на каждом из обоих мест меньше допустимого $L_{\text{доп}}$, и $D'_i = 0.125$. В этом случае независимо от времени пребывания работника за время смены $T_{\text{см}}$ на любом из рабочих мест общая относительная доза шума $D_{\text{ш}}$ меньше 1

$$D_{\text{ш}} = D'_1 T_1 + D'_2 T_2 \leq 1 \quad (11)$$

и соответственно, эквивалентный уровень шума меньше допустимого уровня

$$L_{\text{Аэкв}} = 10 \lg \left(\frac{T_1 10^{0.1 L_{A1}} + T_2 10^{0.1 L_{A2}}}{T_{\text{см}}} \right) < L_{\text{доп}} \quad (12)$$

Случай 2. Акустическая ситуация на рабочих местах различна. Пусть на первом месте уровень шума выше допустимого уровня $L_{A1} > L_{\text{доп}}$ и $D'_1 > 0.125$, а на втором месте ниже $L_{A2} < L_{\text{доп}}$ и $D'_2 < 0.125$, то есть рабочие места находятся соответственно на закрашенной и не закрашенной частях карт рис. 2, а и 2,б.

При такой ситуации необходимо определять возможное время нахождения рабочего на каждом месте исходя из условий равенства $L_{\text{Аэкв}} = L_{\text{доп}}$ и $D'_1 T_{\text{доп1}} + D'_2 T_{\text{доп2}} = 1$

В этом случае время допустимого пребывания на первом рабочем месте при общем времени смены можно определить через уровни шума по формуле

$$T_{\text{доп1}} = \frac{T_{\text{см}} (10^{0.1 L_{\text{доп}}} - 10^{0.1 L_{A2}})}{10^{0.1 L_{A1}} - 10^{0.1 L_{A2}}} \quad (13)$$

или при использовании относительных доз шума по формуле

$$T_{\text{доп1}} = \frac{1 - T_{\text{см}} D'_2}{D'_1 - D'_2} \quad (14)$$

Время нахождения на втором месте определяется как $T_{\text{доп2}} = T_{\text{см}} - T_{\text{доп1}}$.

Полученные формулы позволяют производить анализ реальных шумовых условий такого непостоянного рабочего места.

Если время фактического пребывания на первом рабочем месте T_1^n с более высоким уровнем шума меньше значения $T_{\text{доп1}}$, рассчитанного по выражениям (13) или (14), то шумовое воздействие на работника будет снижаться и эквивалентный уровень или доза шума будут меньше нормативного значений. Таким же благоприятным является уменьшение фактического времени T_1^n и увеличение времени T_2^n на втором рабочем месте, где уровень шума ниже $L_{\text{доп}}$.

В случае, если время нахождения рабочего в первой точке T_1^n дольше времени $T_{\text{доп1}}$, а оставшееся время на втором рабочем месте будет $T_2^n = T_{\text{см}} - T_1^n$, то общая доза шума за смену будет выше допустимой величины. Для соблюдения нормативных требований время пребывания рабочего на втором месте не должно превышать величины

$$T_2^n = \frac{1 - D'_1 T_1^n}{D'_2}. \quad (15)$$

При этом $T_1^n + T_2^n \leq T_{\text{см}}$.

При возникновении такой ситуации рекомендуется выделить время отдыха $T_{\text{от}}$ для реабилитации рабочего в специальной комнате с нулевой относительной часовой дозой шума. При этом должно быть изменено время пребывания на первом или втором рабочих местах.

При большом значении T_1^n доза шума за время пребывания на первом рабочем месте может превысить нормативную величину, то есть $D'_1 T_1^n > 1$. В этом случае время T_2^n , рассчитанное по выражению (15), становится отрицательным, то есть пребывание рабочего на втором месте при любой продолжительности будет усугублять шумовое воздействие на него. Времени отдыха $T_{\text{от}} = T_{\text{см}} - T_1^n$ будет недостаточно для восстановления здоровья. В этом случае необходимо обеспечивать нормативные требования за счёт других мир. Например, для этого можно использовать архитектурно-строительные методы шумозащиты.

Решения, рассмотренные выше, даны для двух простейших задач. При большом количестве мест, на которых рабочий бывает в течение смены, необходимо решать систему из двух уравнений с N неизвестными. Неизвестными являются времена пребывания рабочего на отдельных местах.

Ниже рассмотрены общий случай пребывания рабочего в течение смены на нескольких местах помещения. При этом время нахождения его на некоторых K местах может быть в соответствии с технологическим процессом постоянно фиксированным $T_i^n = \text{const}$, а на остальных N местах произвольно изменяющимся. При известных часовых относительных дозах D'_i (см. рис. 2,б) запись уравнения имеет вид

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^N D'_i T_i^n + \sum_{i=N+1}^{N+K} D'_i T_i^n &\leq 1, \\ \sum_{i=1}^N T_i + \sum_{i=N+1}^{N+K} T_i^n &= T_{\text{см}} \end{aligned} \quad (16)$$

В выражении (16) необходимо наложить ограничение на дозу шума на рабочих местах с известным временем пребывания

$$\sum_{i=N+1}^{N+K} D'_i T_i^n < 1. \quad (17)$$

Запись в виде (16) представляет систему двух уравнений с N неизвестными. Решение систем уравнений $N = 2$ рассмотрено ранее для двух положений рабочего за смену.

Для однозначного решения систем уравнений при $N > 2$ необходимо дополнительно иметь $N - 2$ или наложения или каких-либо условий.

Например, все продолжительности времени пребывания, начиная с места 3 и до N можно выразить через T_1 как

$$T_i = m_i T_1 \quad \text{при } 2 < i \leq N, \quad (18)$$

где m_i - множитель. В этом случае система уравнений (16) будет иметь вид

$$\begin{aligned} T_1 \left(D'_1 + \sum_{i=3}^N D'_i m_i \right) + D'_2 T_2 + \sum_{i=N+1}^{N+K} D'_i T_i^n &\leq 1, \\ T_1 \left(1 + \sum_{i=3}^N m_i \right) + T_2 + \sum_{i=N+1}^{N+K} T_i^n &= T_{cm} \end{aligned} \quad (19)$$

Решение системы двух уравнений вида (19) не представляет сложности и было рассмотрено ранее при различных исходных данных.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная методика оценки непостоянных рабочих мест с использованием эквивалентных уровней шума и относительных числовых доз шума дает возможность находить допустимое в течение смены время пребывания рабочего на различных местах помещения, определяемых технологическим процессом конкретного производства.

Компьютерное моделирование позволяет оценивать шумовое воздействие на рабочего, перемещающегося в течение смены по цеху, и в случае несоответствия шумового режима непостоянных рабочих мест нормативным требованиям разрабатывать эффективные меры по его улучшению, например, путем организационно-технологических мероприятий, снижением шума в источнике, строительно-акустическими способами и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. Денисов Э.И. Физические основы и методика расчета дозы шума / Гигиена труда. – 1979, №11. С. 24-28
2. Методические рекомендации по дозной оценке производственных шумов. №2908-82 / Минздрав СССР – М. 1982
3. Антонов А.И. Построение и использование шумовых карт при разработке шумозащитных мероприятий в производственных помещениях с непостоянными рабочими местами / А.И. Антонов, И.В. Матвеева, Н.П. Меркушева, М.А. Пороженко // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. 2018. № 4 (24). С. 48-56.
4. Антонов А.И. Условия, определяющие процессы формирования шумового режима в замкнутых объемах, и их учет при оценке распределения звуковой энергии в помещениях / А.И. Антонов, А.В. Бацунова, И.Л. Шубин // Приволжский научный журнал. 2015. № 3 (35). С. 89-96.
5. Антонов А.И. Расчеты уровней прямого звука от линейных источников шума, располагающихся на промышленных предприятиях и в городской застройке / А.И. Антонов, В.И. Леденев, Е.О. Соломатин // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2013. № 31-1 (50). С. 329-335.
6. Антонов А.И. Методы расчета уровней прямого звука, излучаемого плоскими источниками шума в городской застройке / А.И. Антонов, В.И. Леденев, Е.О. Соломатин, В.П. Гусев // Жилищное строительство. 2013. № 6. С. 13-15.
7. Tsukernikov I. Calculation of noise emitted by technology equipment soundproofing compartment / I. Tsukernikov, A. Antonov, V.Ledenev, I. Shubin, T. Nevenchannaya // In proceedings of the 22nd International Congress on Acoustics. Buenos Aires, Argentina, 2016. Paper ICA 2016-604.

8. Расчет шумового поля в производственных помещениях энергетических объектов с крупногабаритным оборудованием / А.И. Антонов, Е.О. Соломатин // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ RU 2012613166. 03.04.2012. Заявка №2012610818 от 08.02.2012.

9. Антонов А.И. Влияние характера отражения звука от ограждений на выбор метода расчета воздушного шума в гражданских и промышленных зданиях / А.И. Антонов, В.И. Леденев, И.В. Матвеева, О.О. Федорова // Приволжский научный журнал. 2017. № 2 (42). С. 16-23.

10. Tsukernikov I. Noise calculation method for industrial premises with bulky equipment at mirror-diffuse sound reflection / Tsukernikov I., Shubin I., Antonov A., Ledenev V., Nevenchannaya T. // Procedia Engineering (см. в книгах). 2017. №176. С. 218-225.

11. Giasov B.I. Method for noise calculation under specular and diffuse reflection of sound / B.I. Giasov, V.I. Ledenyov, I.V. Matveeva // Инженерно-строительный журнал. 2018. № 1 (77). С. 13-22.

12. Расчет эквивалентных уровней и доз шума в помещениях с перемещающимися рабочими местами при действии источников постоянного шума / А.И. Антонов, О.А. Жоголева, В.И. Леденев // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RU 2019611755, 04.02.2019. Заявка № 2019610531 от 22.01.2019.

ТЕХНОЛОГИЯ МОНИТОРИНГА ВИБРОСЕЙСМИЧЕСКОГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ ПОСЕЛЕНИЯ МОСРЕНТГЕН, Г. МОСКВА

А.Н. Котов, Д.А. Преснов, Р.А. Жостков

*Институт физики Земли им. О.Ю. Шмидта Российской академии наук,
г. Москва, 123242
e-mail: and250195@yandex.ru*

Рост мегаполисов, развитие транспортной сети и промышленности приводит к усилению антропогенного воздействия на окружающую среду. В числе актуальных проблем геоэкологии крупных городов – повышение уровня различных шумов, пагубно влияющих на техническое состояние зданий и нашу жизнедеятельность. Важными в этой связи представляются задачи мониторинга распределения поверхностных сейсмических вибраций в различных полосах частот. Описанные в данной работе измерения позволяют на качественно новом уровне подойти к решению обозначенной проблемы. Изучены закономерности распределения микросейсмических шумов на территории Новой Москвы и построены карты шумового загрязнения исследуемой территории.

Ключевые слова: микросейсмический шум, сейсмическое микрорайонирование, вибрационное воздействие, метод микросейсмического зондирования.

ВВЕДЕНИЕ

В связи с расширением жилой городской застройки вблизи развития промышленных объектов, в особенности транспортных систем, необходимо усилить мониторинг звукового, инфразвукового и вибрационного фона, длительное воздействие которых может оказывать крайне негативное влияние на здоровье и трудоспособность людей [2]. Сегодня такой контроль осуществляется в основном только в области слышимого шумового загрязнения [6]. Тем не менее, воздействие не ощущаемых человеком инфразвуковых колебаний и вибраций, к которым в первую очередь относится микротремор [4], часто оказывается весьма опасным. Этим отчасти объясняется [9], что на природе человек чувствует себя гораздо лучше в силу удаленности от городских источников инфразвука и микротремора, которыми являются транспорт и собственные колебания зданий. Для борьбы с негативным воздействием отмеченных аспектов, особенно в мегаполисах, становится важным проводить специальные мероприятия, первым из которых должно стать масштабный мониторинг не только звукового загрязнения, но и низкочастотных шумов и вибраций.

Шум – наиболее обобщенное понятие для обозначения вибраций, распространяющихся в толще земли, вызванных различными источниками: приливы, морские волны, ударяющие о берега и скалы, бурный ветер, различная техника, промышленные предприятия, автомобили, поезда, человеческие шаги. Структура сейсмического шума существенно неоднородна. В нем присутствуют микроколебания различного происхождения. Наряду с фоновыми микроколебаниями отчетливо выделяются импульсные события разного энергетического класса, которые на всех масштабных уровнях допустимо рассматривать в качестве последствий релаксационных процессов. При анализе микросейсмического шума представляется целесообразным выделить следующие составляющие микроколебаний геофизической среды:

фоновые микроколебания – участки сейсмической записи, характеризующиеся минимальной статистически представительной амплитудой в выбранном временном интервале;

импульсные колебания (ИК) местного происхождения, идентифицируемые как следствие релаксационных процессов в среде (колебания, сопровождающие высвобождение избыточной энергии на разных участках среды);

нерегулярные сейсмические возмущения природного происхождения (землетрясения, мощные атмосферные процессы в виде смерчей и ураганов, удары метеоритов и т.д.);

нерегулярные техногенные возмущения (результат проведения взрывных работ, транспортные и других возмущения) [3].

Довольно сложно привести чёткую классификацию шумов. В 1958 году немецкий учёный Гутенберг привёл классификацию различных типов шумов в зависимости от их частоты. Эти исследования показывают, что сейсмический шум имеет в основном два происхождения: природный и шум, создаваемый в результате человеческой деятельности, отличающиеся частотным составом. Это различие привело авторов к введению понятий микросейсм и микротреморов, соответствующих природным и техногенным источникам и, соответственно высоким и низким частотам.

Микросейсмический шум – это низкочастотные колебания земной коры, малой амплитуды, вызванные природными явлениями (ветер, океанические волны), транспортными средствами и производственной деятельностью человека. Характеристики микросейсмического шума определяются частотным диапазоном, районом проведения регистрации, наличием и характером распределения местных источников микроколебаний, эффектами, связанными с распространением сейсмических волн в реальной среде, а также случайными движениями грунта и конкретными условиями площадки, на которой производятся сейсмические измерения. Помимо этого фоновые микроколебания зависят от резонансных свойств и релаксационных процессов конкретного массива горных пород.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что на низких частотах (ниже 1 Гц) источники являются естественными (океанические волны, ветра), в диапазоне частот от 1 до 5 Гц источники могут быть природными и техногенными, более высоким частотам характерны техногенные источники [4].

1. ВЛИЯНИЕ ТРАНСПОРТА НА СТРОИТЕЛЬНЫЕ ОБЪЕКТЫ

Транспортные средства, движущиеся по автомагистралям, в различной степени ответственны за вибрационные воздействия на геологическую среду, каждое из которых является источником упругих колебаний малой интенсивности. Эти колебания в зависимости от грунтовых условий могут оказывать негативное воздействие на техническое состояние строительных конструкций, а в некоторых случаях и выходить за рамки санитарно-гигиенических норм обитаемых помещений. Постепенное увеличение плотности транспортных потоков, скорости и интенсивности движения транспортных средств диктуют необходимость регулярного проведения качественного и количественного анализа сейсмовибрационного воздействия на среду обитания в условиях крупных городских агломераций. В отечественных и зарубежных публикациях нередко рассматриваются вопросы негативного влияния транспортных вибраций, однако далеко не всегда данное воздействие в полной мере учитывается при проектировании и строительстве зданий и сооружений.

Традиционно для защиты жилых, общественных и производственных зданий проводятся специальные градостроительные, организационные, архитектурно-планировочные и конструктивные мероприятия. К ним относятся, например, рациональное планирование дорожно-уличной сети, ограничение проезда городского транспорта, оптимальное установление скоростного режима для транспортных средств, запрет проезда транзитного транспорта, использование в конструкции зданий шумоподавляющих элементов и др. Основным способом защиты зданий и сооружений от сейсмоакустических воздействия является установка виброзащитных экранов, которые представляют собой траншеи шириной 0,5-1 м и глубиной 3-5 м, заполненные зернистым материалом (гравием, щебнем) или материалом, плотность которых существенно отличается от плотности

грунта на котором возведено здание (шлаком, аглопоритом). По возможности, такие экраны устанавливаются как можно ближе к источнику вибрационного воздействия [5].

Для оценки вибрационного воздействия на объекты и отдельные элементы конструкций применяются следующие объективные параметры: виброскорость, виброускорение и виброперемещение. Кроме этого, используются следующие понятия, характеризующие уровень и природу сейсмоакустических шумов:

допустимый уровень шумов – уровень, не вызывающий у человека значительного дискомфорта и не вызывающий у человека существенных показателей нормального функционирования организма;

проникающий шум – шум, распространяющийся за пределами здания и проникающий в него через ограждающие конструкции, системы вентиляции, водоснабжения и т.д.

структурный шум – следствие излучения волн вибрирующими поверхностями стен, пола и потолка помещения (практически не представлен в санитарных нормах) [6].

Таблица 1. Допустимые уровни звукового давления в дБ [6]

Объект	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
	2	4	8	16	31,5	63	125	250
	Инфразвуковой диапазон				Звуковой диапазон			
Помещения жилых и общественных зданий	75	70	65	60	79	63	52	45
Территория жилой застройки	90	85	80	75	90	75	66	59

Нами были проведены полевые инструментальные измерения упругих колебаний в условиях плотной городской застройки и определено пространственное распределение сейсмоакустических (микросейсмических) шумов на исследуемой территории в различных частотных диапазонах.

1. МЕТОДИКА И СХЕМА ПОЛЕВЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

В основе настоящей работы лежат два геофизических метода – сейсмическое микрорайонирование и микросейсмическое зондирование (ММЗ). Сейсмическое микрорайонирование даёт оценку сейсмической опасности территории с учетом влияния местных тектонических, геоморфологических и грунтовых условий на интенсивность сейсмических колебаний на поверхности Земли.

Метод микросейсмического зондирования (ММЗ) – пассивный способ сейсморазведки, основанный на измерении вертикальной составляющей естественного сейсмического шума. В настоящее время успешно применяется для оконтуривания субвертикальных геологических неоднородностей, залегающих на глубинах до 30 км. При проведении исследований методом микросейсмического зондирования, необходимо использовать минимум два широкополосных сейсмометра, один из которых является переносным и необходим для получения данных в пикетах на исследуемых профилях. Второй прибор устанавливается на определённом расстоянии от исследуемой территории и используется в качестве опорного, «базового» пункта, работающего в непрерывном режиме для устранения временных вариаций. Реализация метода состоит из следующей последовательности действий: регистрация статистически устойчивых спектров микросейсмического поля на дневной поверхности в точках наблюдения, составляющих основу измерительной сети; построение карты или профиля распределения пространственных вариаций амплитуд микросейсм для каждой частоты спектра; привязка полученных карт или профилей к соответствующей глубине [8]. В зависимости от способа измерений, могут

быть получены различные результаты – при профильном зондировании строятся вертикальные геофизические разрезы, при площадной съёмке – объёмные сейсмические модели.

На рис. 1 представлена схема геофизических экспериментальных наблюдений на территории поселка Мосрентген (г. Москва) с целью изучения пространственного распределения амплитуд вертикальной компоненты колебательной скорости микросейсмического шума. В каждом пункте измерений последовательно размещались автономные геоакустическими измерительные модули на базе молекулярно-электронного преобразователя (вертикальные сейсмоприемники, рис. 2), при этом длительность записи микросейсм составляла 1.5 – 2ч. Сейсмоприемники устанавливались в подготовленные приямки на глубину порядка $2/3$ высоты корпуса прибора. Одновременно и на всём протяжении эксперимента один из сейсмометров (т.н. опорная или «базовая» станция) располагался на постаменте, в подвальном помещении Координационно-прогностического центра ИФЗ РАН.

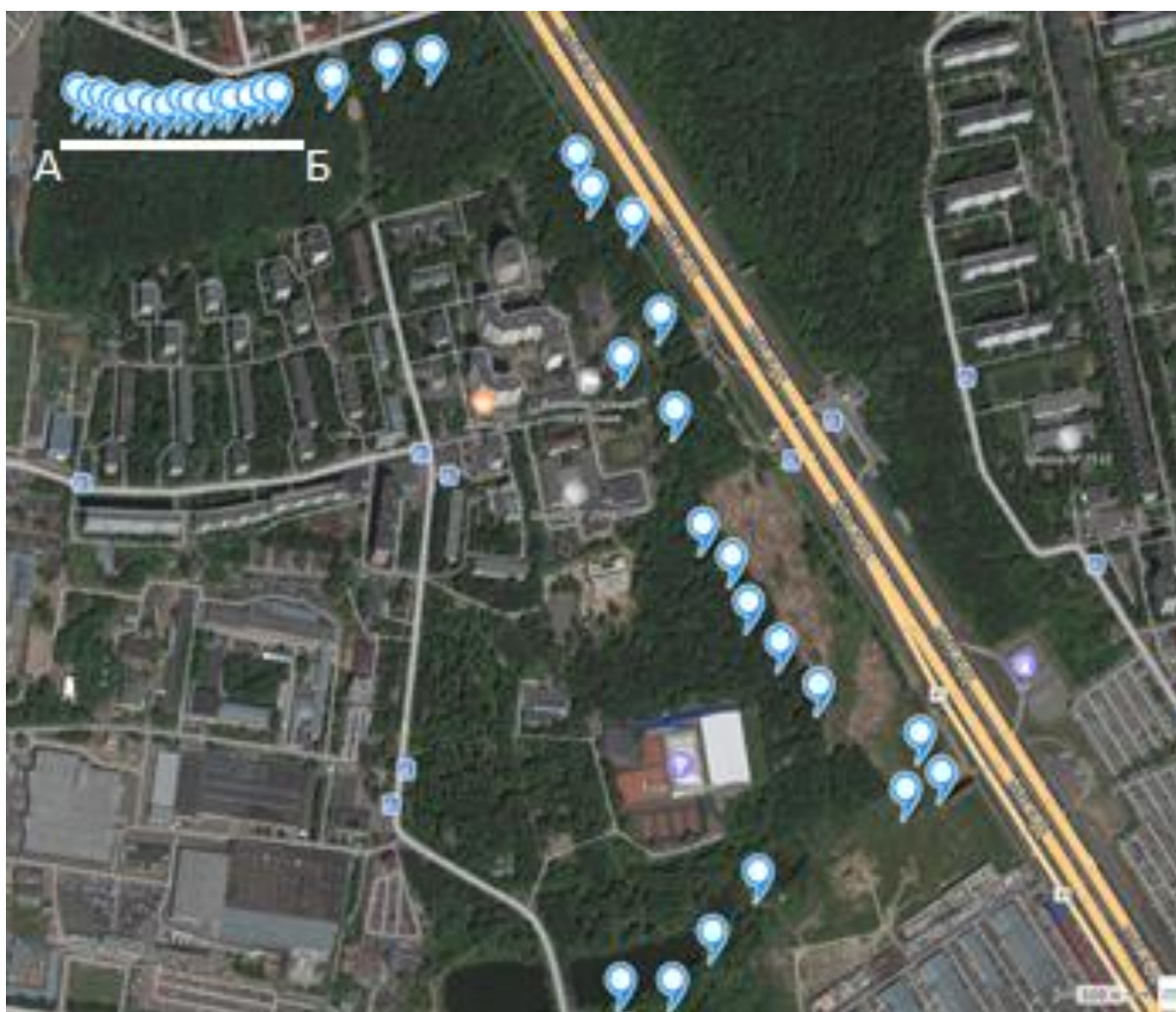


Рис. 1. Схема расположения измерительных пунктов на территории пос. Мосрентген



Рис. 2. Автономный геоакустический измерительный модуль на базе электронно-молекулярного преобразователя

Автономный геоакустический измерительный модуль на базе электронно-молекулярного преобразователя является однокомпонентным вертикальным велосиметром и обладает рядом преимуществ по сравнению с классическими маятниковыми приборами аналогичного класса. Конструктивные особенности позволяют данному изделию функционировать в ледовых условиях, выполняя длительную (в течение месяца и более) автономную регистрацию шумов в широком диапазоне частот, включая и инфразвуковой диапазон. Функционально, измерительный модуль представляет собой прочный пылевлагозащищённый корпус со степенью защиты не ниже IP 67 в котором размещены молекулярно-электронные первичные преобразователи типа СМЕ-4211 V, информационно-измерительная система (АЦП с регистратором сигналов типа NDAS-8224) и источники питания [10].

Таблица 2. Технические характеристики автономного геоакустического измерительного модуля [10]

Полоса частот	0.033 ($T=30$ с)–50 Гц
Коэффициент преобразования	2000 В/(м/с) – дифф. Выход
Максимальный регистрируемый сигнал	± 5.0 мм/с
Интегральный шум в полосе 0.033–50 Гц	76 нм/с
Питание / потребление сейсмометра	10.5–30 В DC, 12 мА (стандарт)
Температурный диапазон работы	(–40...+55 °C)
Допустимый угол установки	$\pm 15^\circ$
Вес	0.4 кг

2. ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ, ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Полученные в натурном эксперименте сейсмологические данные после преобразования из двоичного формата обрабатывались в программном комплексе MATLAB следующим образом: для исходных сейсмограмм по всем измерительным пунктам (включая и базовую станцию) проводился расчёт амплитудных спектров в пятиминутных интервалах без перекрытия с последующим их сглаживанием скользящим окном; рассчитывались отношения полученных спектров на базовой станции к таковым на измерительных пунктах; проводилась процедура выбраковки результатов из рассчитанных отношений спектров, сильно отличающихся от среднего значения полученной выборки; завершалась процедура усреднением оставшихся рассчитанных отношений спектров (рис. 3).

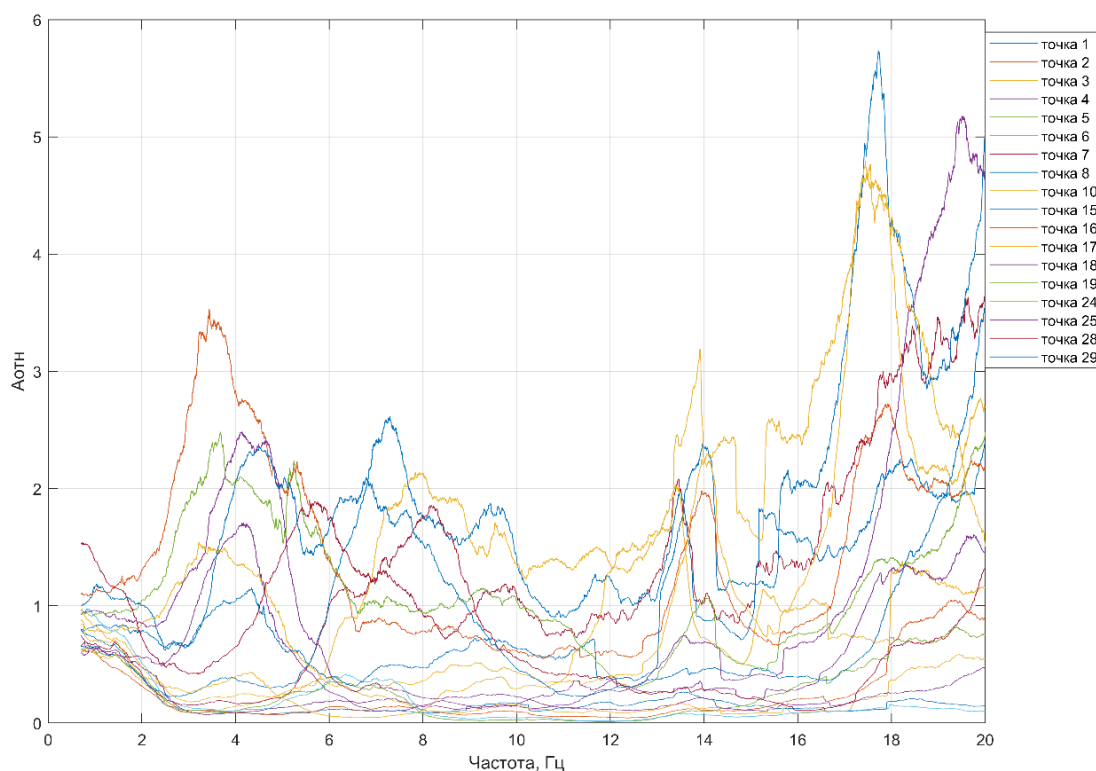
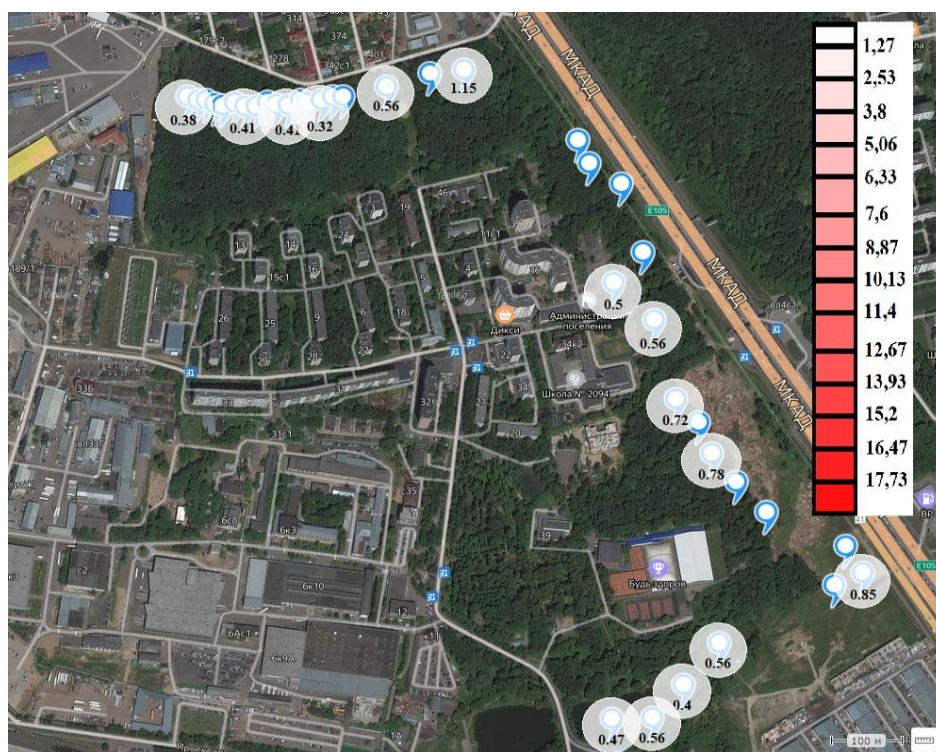
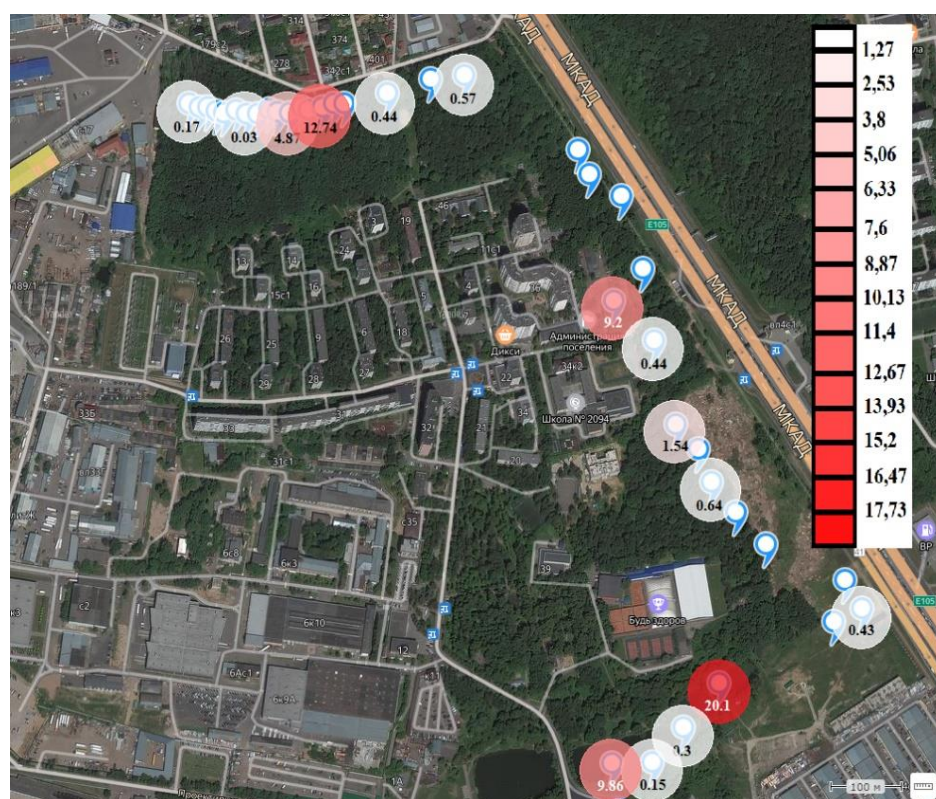


Рис. 3. Усреднённое отношение спектров на некоторых пунктах наблюдений

В результате были построены карты зашумлённости микросейсами исследуемой территории для различных частот.



а)



б)

Рис. 4. Карты зашумлённости микросейсмами пос. Мосрентген для частоты 5 Гц (а) и 25 Гц (б)

Отметки цветовой шкалы характеризуют отношение усреднённых амплитудных спектров сигналов в измерительных пунктах на всей площади исследования к такому же параметру на опорном измерительном пункте.

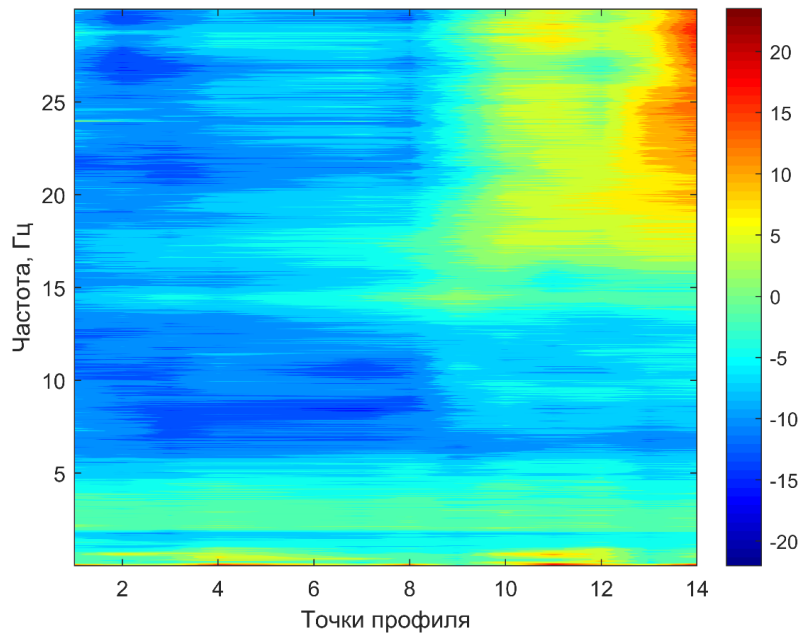


Рис.5. Распределение отношения спектральных амплитуд сигналов на измерительных пунктах и опорной станции вдоль профиля А-Б (см. Рис.1)

Цветовая шкала характеризует относительную интенсивность сейсмических шумов в измерительных точках вдоль профиля А-Б относительно опорного пункта наблюдений в дБ.

Так же была получена спектрограмма суточной записи сигнала на одном из участков исследуемой территории, с целью изучения интенсивности микросейсмических шумов в зависимости от времени суток.

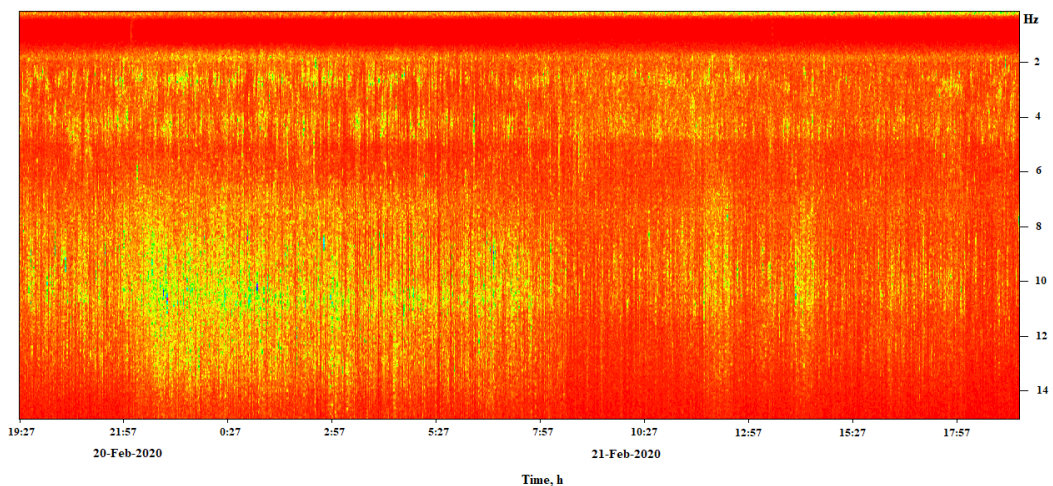


Рис. 6. Спектрограмма суточной записи сигнала с 19:27 20.02.2020

Как ни странно, из полученных данных видно, что наиболее сильно изучаемый участок зашумлён с 21:00 до 7:00. Вероятнее всего это связано с отсутствием загруженности автомагистрали в ночное время суток, в связи с чем, автомобили ездят с большей скоростью и, тем самым, вносят больший вклад в сейсмическое поле исследуемой территории, нежели в дневное время суток.

Можно предположить, что наибольшие амплитуды в микросейсмическом шуме вблизи автодороги регистрируются на частотах от 15 Гц и выше, что связано с интенсивным движением транспорта по участку автостреды МКАД-ЮГ. Естественно наблюдается тенденция снижения амплитуд микросейсм по мере удаления от автомагистрали.

Помимо автомобилей и строительной техники, определённый вклад в шумовое поле изучаемой территории вносит и воздушный транспорт – вертолёты и самолёты. В частотном диапазоне 10 – 15 Гц последствия антропогенного воздействия не столь значительны, а ниже 10 Гц по сути не отличаются от фоновых значений. Необходимо отметить также и не самые благоприятные условия наблюдения на опорной станции, осложнённые периодическими включениями систем водоснабжения и отопления здания КПП ИФЗ РАН. Однако, в некоторых измерительных пунктах, на частоте около 2 Гц, отмечаются повышенные значения амплитуды сейсмоакустических шумов, что, наиболее вероятно, связано с изменением погодных условий (усилением ветра). Отметим, что в ходе проведения эксперимента по независимым от нас обстоятельствам началось строительство станции «Славянский мир» Московского метрополитена, сопровождавшееся доставкой и вводом в эксплуатацию крупногабаритной строительной техники.

Таким образом, практически реализована попытка экспериментального изучения источников антропогенных воздействий на геофизическую среду и условия формирования низкочастотного шумового загрязнения урбанизированных территорий с выходом на построения карт для оценки опасных изменений гео-экологической ситуации современных мегаполисов. Получены первые результаты площадных сейсмоакустических наблюдений в непосредственной близости от автомагистрали в пределах густонаселенной территории, экспериментально подтверждена возможность применения геофизических информационно-измерительных комплексов на базе молекулярно-электронных паровичных преобразователей для решения задач гео-экологического мониторинга естественных и техногенных микросейсм.

Работа выполнена при поддержке проекта РФФИ № 19-35-90036.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.А. Изотова. Оценка вибрационного воздействия в исторической части Санкт-Петербурга на примере Васильевского острова// Антропогенная трансформация природной среды/2016, № 2, с.209-213.
2. В.И. Осипов. Урбанизация и природные опасности. Задачи, которые необходимо решать//Геоэкология. Инженерная геология. Гидрогеология. Геокриология/2007, №1, с.3-9.
3. В.В. Адушкин, А.А. Спивак. Физические поля в приповерхностной геофизике//Институт динамики геосфер РАН/2014, 350с.
4. Sylvette Bonnefoy-Claudet, Fabrice Cotton, Pierre Yves-Bard. The nature of noise wavefield and its applications for site effects studies//Earth-Science Reviews/2006, 205-227.
5. В.М. Балькин. Элементы воздействия транспорта на здания и сооружения. Их защита от транспортного шума и вибраций//Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура/2013, № 3 (11), с.44-45.
6. Б.И. Гончаренко. Допустимые уровни шума в низкочастотном и инфразвуковом диапазонах частот//Мир измерений/2012, с.19-24.
7. Р.А. Дягилев, Д.А. Маловичко. Микросейсмическое районирование//Пермский государственный университет/2007, 120с.
8. Р.А. Жостков, Д.А. Преснов, А.Л. Собисевич. Развитие метода микросейсмического зондирования//Вестник Краунц. Науки о Земле/2015, №26, с.11-19.
9. Rybak S.A., Rudenko O.V., Sobissevitch A.L., Sobissevitch L.Ye. Geo-ecological infrasound monitoring of highways and surrounding areas //Acoustics Letters/2000, №10, с.197-200.
10. А.Л. Собисевич, Д.А. Преснов, В.М. Агафонов, Л.Е. Собисевич. Вмораживаемый автономный геогидроакустический буй нового поколения//Вмораживаемый автономный геогидроакустический буй нового поколения//Наука и технологические разработки/2018, №1, с.25-34.

РАСПРОСТРАНЕНИЕ АУДИОПЛЕЕРОВ КАК РЕАКЦИЯ НА ШУМОВОЕ ЗАГРЯЗНЕНИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

В.К. Ксенофонтова¹, Е.С. Луценко¹, Р. Антропов², А.В. Храмов^{1,2}

¹*Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Россия, г. Санкт-Петербург*

²*Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ», Россия, г. Санкт-Петербург*

e-mail: viktoria1107568@mail.ru

Широкое распространение аудиоплееров и рост разновидностей музыкальных наушников во многих странах закономерно приводит к развитию нарушений слуха у миллионов людей. Чаще всего это связывают с рекреацией (увлечение музыкой, молодежная мода, желание изолироваться от отвлекающего шума и др.) Обследование 1400 человек с помощью сощопроса и анкетирования показало, что 46 – 62 % опрошенных респондентов связывают использование аудиоплееров с раздражающим действием на них различных видов постороннего шума (транспортный шум, музыка, разговорная речь, отвлекающие звуковые сигналы и т.п.), что соответствует понятию «фонофобия». Следовательно, использование аудиоплееров является часто следствием шумового загрязнения окружающей среды. Необходимо изучить проблему и оценить риск развития тугоухости и гиперacusии из-за частого использования музыкальной внутриканальной гарнитуры.

Ключевые слова: аудиоустройство, внутриканальные наушники, нарушение слуха, фонофобия, гиперacusия, тугоухость, шум, индивидуальная аудиосистема.

ВВЕДЕНИЕ

По данным Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ), почти половина молодых людей в возрасте от 12 до 35 лет, что составляет примерно 1,1 миллиарда человек, подвергаются риску потери слуха из-за длительного и чрезмерного воздействия громких звуков при прослушивании музыки через личные аудиоустройства. Молодежь, по сути, живет с наушниками в ушах [1,2]. Хорошее качество техники и цифровой записи провоцирует прослушивание музыки большой громкости (более 85 дБА). Сейчас потерей слуха страдают более 5% населения планеты, а к 2050 году их будет в 2 раза больше. То есть, потеря слуха будет у 1 из 10 человек. Тугоухость плохо поддается лечению и уже сейчас влечет за собой ежегодные глобальные затраты в размере 750 миллиардов долларов США [3,4]. Кроме того, с каждым годом растет количество людей, страдающих отомикозом – ушным грибком. Это также объясняется большой популярностью внутриканальных наушников, ушных музыкальных вкладышей и другой гарнитуры.

АКТУАЛЬНОСТЬ

К основным причинам широкого распространения личных аудиоустройств относят молодежную моду, рекреацию и распространение офисов открытого типа. Последние получили большое распространение в крупных компаниях, [5] где людям приходится работать в условиях постоянного шума. В таких условиях сотрудникам приходится искать собственные способы для снижения уровня стресса и повышения концентрации. Наушники личных аудиоустройств выступают одним из таких решений. Технологии шумоподавления и возможности беспроводного использования делают их все более удобными для офиса, а значит, спрос на наушники среди офисных работников будет только расти. Не была выявлена связь между ношением наушников и распространенностью гиперacusии [6]. В целом, причины массового увлечения опасными для здоровья личными аудиоустройствами и отказа от их использования остаются недостаточно изученными.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОПРОСА

Целью данной работы является исследование причин широкого распространения личных аудиоустройств, отказа от них и самочувствия пользователей, как в первом, так и во втором случае.

Исследования были проведены у 1400 лиц обоего пола. Все исследуемые были распределены в 2 группы: в состав 1-й группы были включены 1160 человека, использующие наушники в настоящее время не менее 3-х часов в сутки, а во вторую - 240 человек, ранее использовавшие личные аудиоустройства, но позже отказавшиеся от них. Обе группы имеют сходный половой и возрастной состав. Опрос на фоне углубленного ЛОР-обследования проводился в 38 случаях, анкетирование проводилось с помощью онлайн-сервиса Google-формы. Анкета содержит 11 вопросов, отражающих продолжительность пользования наушниками, их тип, переносимость и отношение человека к посторонним шумам. Результаты обследования были обработаны с использованием программы Excel.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Как видно на рисунке 1, почти три четверти опрошенных пользователей наушников 1 группы (активно используют наушники – 1160 человек) применяют их ежедневно и только 5,6% - реже 3-х раз в неделю. Среди лиц 2-й группы (отказались от наушников – 240 человек) постоянно пользовались наушниками в прошлом – одна четверть, а две трети – несколько раз в месяц. Никогда не пользовались личными аудиоустройствами всего 2% опрошенных. То есть, почти все опрошенные имеют опыт применения наушников, но часть лиц в дальнейшем отказались от них.

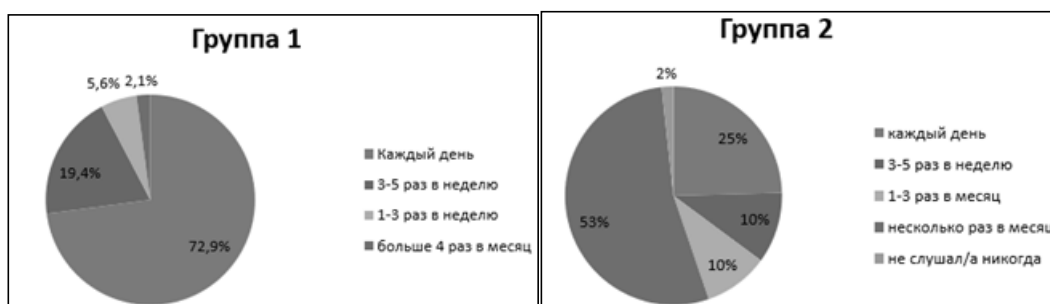


Рисунок 1 – Диаграмма результатов ответов на вопрос «Как часто Вы пользуетесь/пользовались наушниками?»

В прошлом частые пользователи личных аудиоустройств обычно отказывались от них из-за проблем со здоровьем. Это подтверждается и длительностью прослушивания музыки (рис.2). Использование аудиосистемы более 3-х часов в день обнаруживалась почти у половины лиц 1-й группы (44%) и только у 17% во 2-й группе. Все эти различия были статистически достоверны ($P \leq 0,01$).

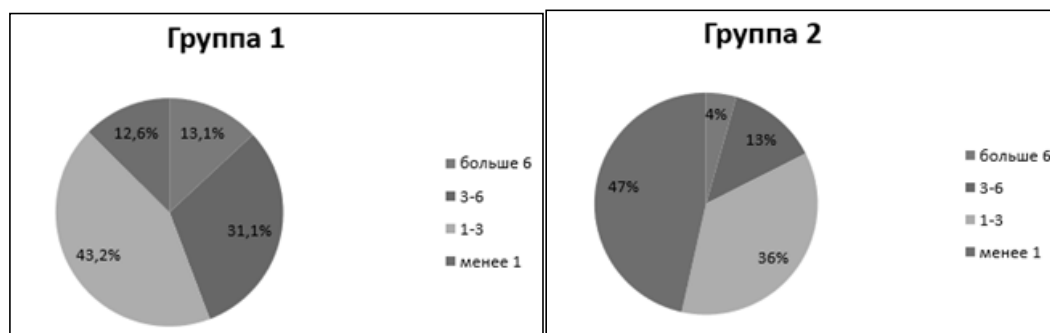


Рисунок 2 – Диаграмма результатов ответов на вопрос «Сколько часов в день Вы проводите/проводили в наушниках?»

Ухудшение самочувствия после прослушивания аудиосистемы отмечали примерно 28% лиц 1-й группы (рис.3). Преобладали жалобы на чувство сдавление головы, общий дискомфорт, головную боль, зуд или звон в ушах (рис.4). Отметим, что болезненность при прикосновении к голове и ушной зуд - характерные признаки отомикоза. Грибок можно легко «подцепить», воспользовавшись чужими наушниками, а вылечить это заболевание бывает не просто.

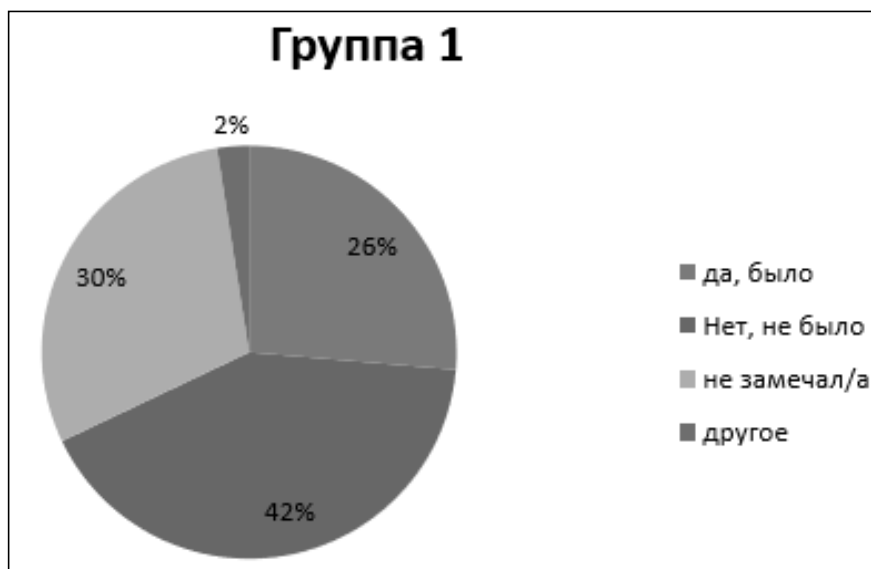


Рисунок 3 – Диаграмма результатов ответов на вопрос «Было ли у Вас ухудшение самочувствия после использования наушников?»

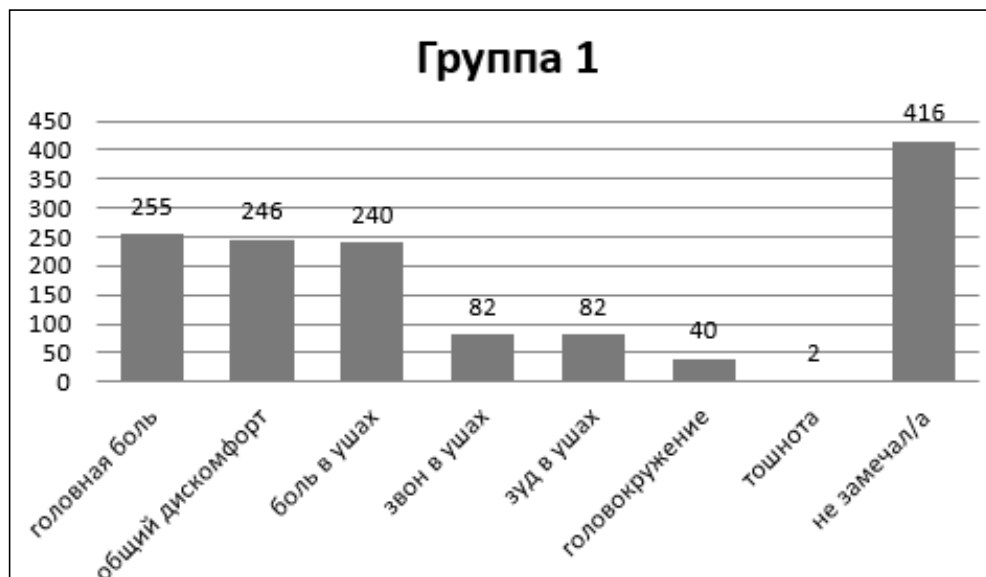


Рисунок 4 – Диаграмма результатов ответов на вопрос «Если у Вас ухудшалось самочувствие, то какие симптомы Вы ощущали?»

Важно отметить, что не смотря на ухудшение уровня здоровья, более четверти постоянных пользователей аудиосистем не отказались от них и продолжили пользоваться вставными и внутриканальными наушниками (наиболее опасными для здоровья) более 80% случаев (рис.5). В целом лица 2-й группы несколько чаще использовали в прошлом накладные наушники (21,2% против 17% соответственно, $P \leq 0,05$). Это кос-

венно отражает большую заботу о здоровье у данного контингента лиц. Что же заставляет 28% лиц первой группы продолжать постоянно достаточно длительно использовать наушники?

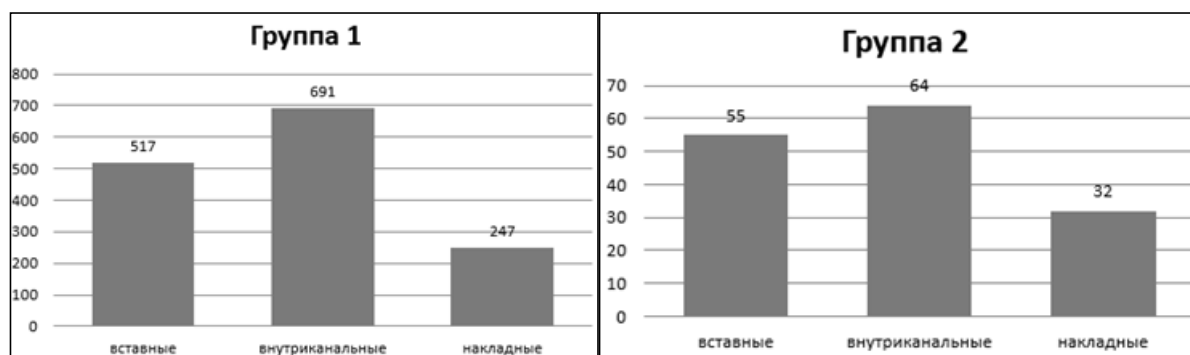


Рисунок 5 – Диаграмма результатов ответов на вопрос «Какой тип наушников Вы используете/использовали?»

Как видно на рисунке 6, пользователи персональных аудиосистем из 1-й группы испытывали раздражение от внешнего шума достоверно чаще, чем отказавшиеся от них лица 2-й группы (66,1% против 56,1% соответственно, $P \leq 0,05$). Раздражающее действие транспортного шума и музыки в обеих группах обнаруживалось одинаково часто (рис.6), но индифферентное отношение к разговорам окружающих (например, в офисах) в 1-й группе отмечалось в полтора раза реже (28,4% против 42,1% соответственно, $P \leq 0,01$).

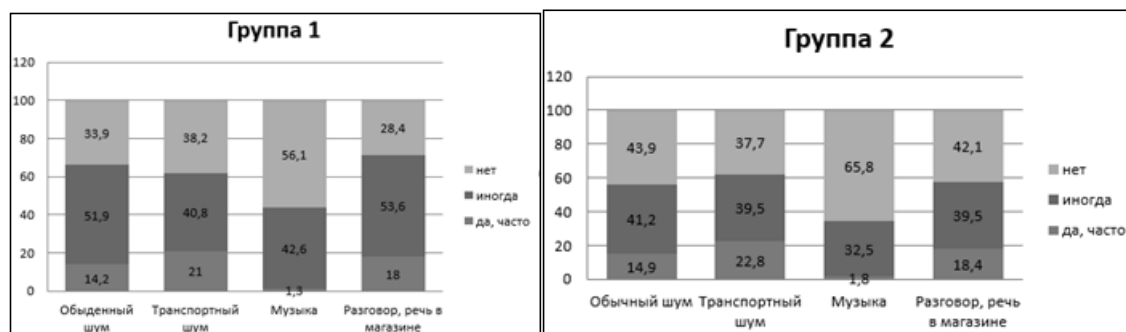


Рисунок 6 – Диаграмма результатов ответов (%) на вопрос «Ощущаете ли Вы раздражение от шума?»

На вопрос «Стремитесь ли Вы к тишине на отдыхе или при выполнении работы?» положительный ответ был зарегистрирован у 2/3 опрошенных в обеих группах (рис.7). Это еще раз свидетельствует о неприятии шума для человека в современных условиях.



Рисунок 7 – Диаграмма результатов ответов на вопрос «Вы стремитесь к тишине?»

ОБСУЖДЕНИЕ

Полученные данные показали, что никогда не пользовались персональными аудиосистемами только 2 человека из числа опрошенных лиц. В дальнейшем примерно каждый десятый отказался от их использования. Более 3/4 таких лиц пользуются наушниками мало и среди причин отказа преобладали симптомы отомикоза. Заражение грибом и динамика болезни мало зависят от длительности использования наушников.

Важно отметить, что осложнения этой торпидной болезни зачастую проявляются через многие годы. Представлялось логичным, что важной причиной отказа о наушников является раздражающее действие музыки на пользователя и стремление к тишине. Но данные показали, что это не так: негативная реакция на музыкальный фон у отказавшихся от аудиосистем наблюдалась достоверно реже ($P \leq 0,05$). В целом, активные пользователи персональных аудиосистем очень чувствительны к шумовому загрязнению окружающей среды и используют наушники как средство защиты от последнего. В этой связи, в ближайшем будущем не следует ожидать радикального снижения числа пользователей аудиосистем, так как молодежная мода имеет второстепенное значение. Перед нами стоит задача снижения негативных последствий такого явления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Всемирная организация здравоохранения (ВОЗ) и Международный союз электросвязи (МСЭ) выпустили новый добровольный международный стандарт для любых персональных аудиоустройств [7].

Новый стандарт рекомендует, чтобы все гаджеты с аудиоустройствами включали программное обеспечение, которое помогало бы определять и ограничивать индивидуальную дозу акустической нагрузки. Благодаря этому аудиоустройство демонстрирует на экране гаджета уровень звука (в акустических децибелах) и длительность его воздействия на пользователя (в часах и минутах) в течение дня или недели. Благодаря такой наглядной информации пользователь понимает, насколько безопасно он пользуется своим аудиоустройством.

При этом предлагается несколько вариантов действий, которые защитят его от вредного воздействия шума. К сожалению, остается возможность игнорировать предупреждения и продолжить прослушивание, нанося вред своему здоровью. Мы не можем запретить эти действия взрослому человеку. Для детей предусмотрена функция «родительского контроля», она позволяет установить предельные безопасные уровни прослушивания по громкости и времени. Можно ещё подключить и такую функцию, чтобы при достижении опасного уровня прослушивания громкость автоматически была уменьшена до приемлемого уровня (75-80 дБА).

Выводы:

1. Одной из причин широкого распространения аудиосистем является шумовое загрязнение окружающей среды.
2. Отказ от наушников чаще всего связан с проявлениями отомикоза (ушного грибка).
3. Переход наушников на стандарт Всемирной организация здравоохранения и Международного союза электросвязи снизит негативное влияние аудиосистем на слух, но не решит проблему в целом (шумовое загрязнение окружающей среды).

ЛИТЕРАТУРА

1. Fasanya B., Strong J., Younger Generation Safety: Hearing Loss and Academic Performance Degradation Among College Student Headphone Users // *Advances in Safety Management and Human Factors*, January 2019, pp.522-531.
2. Pawlaczyk-Łuszczynsk M., Dudarewicz A., Zaborowski K., Zamojska-Daniszewska M., Noise Exposure and Hearing Status Among Call Center Operators // *Noise and Health*, September 2018, Vol. 20(96), pp.178-189.
3. Gavhed D., Toomingas A., Observed physical working conditions in a sample of call centres in Sweden and their relations to directives, recommendations and operators' comfort and symptoms // *Int J Ind Ergonom*, 2007, Vol. 37, pp.790–800.
4. Charbotel B., Croidieu S., Vohito M., Guerin A.C., Renaud L., Jaussaud J., Working conditions in call-centers, the impact on employee health: A transversal study. Part II. // *Int Arch Occup Environ Health*. 2009; Vol. 82, pp.747–56.
5. Google got it wrong. The open-office trend is destroying the workplace // *PostEverything* [electronic resource] – Available at – URL: <http://www.washingtonpost.com/posteverything/wp/2014/12/30/google-got-it-wrong-the-open-office-trend-is-destroying-the-workplace> (date of the application 18.02.2020).
6. Храмов А.В., Петров С.К., Левин С.В., Левина Е.А. «Может ли длительное ношение наушников увеличить риск развития гиперacusии?» // *Noise theory and practice*, Том 6 №1 (I, 2020), стр. 60-65.
7. Глухота и потеря слуха // Всемирная Организация Здравоохранения, 20 марта 2019, [Электронный ресурс] – Режим доступа – URL: <http://www.who.int/ru/news-room/fact-sheets/detail/deafness-and-hearing-loss>, (дата обращения 2.03.2020).

ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБРАЗЦОВ РЕЗОНАНСНЫХ ЗПК ПРИ ИХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ

О.Ю. Кустов, И.В. Храмцов

*Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь
E-mail: KustovOU@yandex.ru*

При определении акустических характеристик однослойного образца реальной сотовой звукопоглощающей конструкции (ЗПК) путем экспериментов в интерферометрах с нормальным падением волн выявлено существенное влияние неполных боковых ячеек образца на акустические характеристики. Эксперименты проводились на двух интерферометрах с диаметрами каналов 30 и 50 мм в диапазоне частот 500-3500 Гц при уровнях звукового давления 120-155 дБ. На основе результатов экспериментов проведена оценка влияния на акустические характеристики процента перфорации одинакового как для одной сотовой ячейки, так и для всего образца ЗПК. По результатам исследований сделаны рекомендации для повышения точности получения акустических характеристик образцов сотовых ЗПК при их испытаниях в интерферометрах нормального падения волн

Ключевые слова: звукопоглощающие конструкции, сотовый резонатор, 3D-печать, интерферометр, импеданс, коэффициент звукопоглощения.

ВВЕДЕНИЕ

В связи с ужесточением международных норм по шуму самолетов на местности необходимо постоянно совершенствовать средства снижения шума авиационных двигателей и включать в рассмотрение все большее число возможных факторов, влияющих на эффективность проектирования таких средств.

Как известно, в современных турбовентиляторных двигателях из-за высокой степени двухконтурности доминирующим источником является вентилятор [1, 2], а основным средством снижения шума вентилятора являются резонансные звукопоглощающие конструкции (ЗПК). Проектирование ЗПК опирается на полуэмпирические модели [3-10], к основным недостаткам которых можно отнести: 1) упрощенные математические постановки, в которых не в полной мере учитываются физические эффекты (сжимаемость, вязкость, теплопроводность, вихреобразование), важные с точки зрения точного описания процессов работы ЗПК при высоких уровнях звукового давления, характерных для каналов авиационных двигателей; 2) относительно большие разбросы полуэмпирических коэффициентов, используемых в моделях (например, присоединенная длина горла резонатора варьируется у разных авторов в пределах от 0.785 до 0.85 диаметра отверстия перфорации [11-13], а при наличии касательного потока еще сильнее [14]), что заметно влияет на точность описания импеданса ЗПК; 3) относительно приемлемо прогнозируются акустические характеристики только 1-слойных ЗПК.

Первый из указанных недостатков также может являться причиной того, что полуэмпирические модели слабо «улавливают» влияние малых отклонений геометрических параметров ЗПК, обусловленных технологией изготовления, на акустические характеристики, которые могут быть, как показывают натурные испытания образцов ЗПК, весьма сильными. Например, в работах [15, 16] отмечены сильные отклонения проектных значений резонансной частоты из-за погрешности в одну десятую миллиметра в основных геометрических параметрах отверстий ячеек резонаторов. Кроме того, в полуэмпирических моделях процент перфорации ЗПК принимается на условную площадь, хотя модель нужно подстраивать под конкретный вид резонатора и его поверхностную (локальную) площадь перфорации. В реальности же перфорируется вся панель ЗПК с сохра-

нением процента перфорации, где отверстия часто попадают на стенки сотового заполнителя, на стыковочные швы и т.п., тем самым локально искажая получаемые акустические характеристики [15].

Данная работа продолжает исследование влияния на акустические характеристики особенностей геометрии образцов ЗПК разных диаметров, изготавливаемых для испытаний в интерферометрах нормального падения.

1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРЫ ОБРАЗЦОВ РЕЗОНАНСНЫХ ЗПК, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ЭКСПЕРИМЕНТАХ

В экспериментальной части работы рассмотрены два комплекта тестовых образцов ЗПК. Эти образцы имеют одинаковые "заявленные" геометрические характеристики (степень перфорации 7.6%, высота сотового наполнителя, толщина перфорированной пластины и диаметр отверстий). Однако у каждого образца есть маленькие отличия (разное число отверстий на площадь каждого образца, разный объем боковых ячеек и число отверстий перфорации в них и др.), которые обычно не учитываются при прогнозировании акустических характеристик.

Первый комплект представлен на рис. 1. Первые два образца имеют разный диаметр, при этом отверстия расположены так, что они не попадают на стенки сотовых ячеек, а процент перфорации для площади каждого образца и для площади каждой отдельной ячейки (в том числе и боковой) практически одинаков (табл. 1). Образцы подобной конструкции были изготовлены с помощью аддитивных технологий.

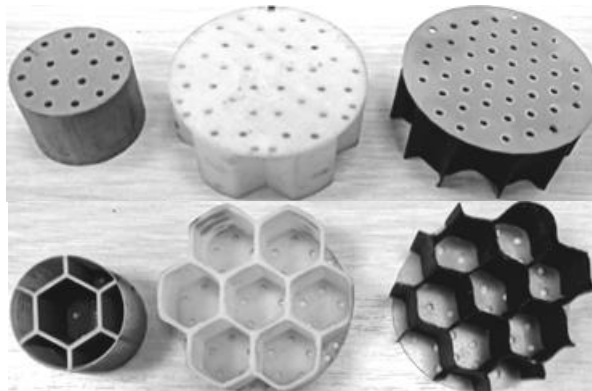


Рис. 1. Тестовые образцы ЗПК с сохранением процента перфорации на всю площадь

Таблица 1. Геометрические параметры тестовых образцов ЗПК, первый комплект

Образцы	Диаметр образца (мм)	Степень перфорации образца (%)	Количество отверстий (шт)	Высота сотового резонатора (мм)	Толщина перфорированной пластины (мм)	Диаметр отверстий (мм)	Способ изготовления
H20D30	30	7.55	17	20	1	2	3D-печать
H20D50	50	7.52	47	20	1	2	3D-печать
H20D50сб	50	7.68	48	20	1	2	Сборный

По промышленной же технологии пластина перфорации изготавливается с постоянным шагом между отверстиями, обеспечивая проектировочное значение процента перфорации только для всей площади пластины. Однако, если из нее вырезать круглые образцы, то в них попадет разное число отверстий, что также приведет к малым отклонениям от заявленной перфорации, что видно в таблице 1 по третьему образцу, который собран из перфорированной пластины (отверстия расположены равномерно по всей пло-

щади пластины с шагом 6 мм) и стандартного стеклосотопласта высотой 20 мм со стороной ячейки 9 мм. Кроме того, в таком образце некоторые отверстия попадают на ребра резонаторов.

Для исследования влияния боковых ячеек на акустические характеристики во втором комплекте образцов (рис. 2) были убраны отверстия в боковых ячейках, что еще немного изменило "заявленную" степень перфорации 7,6 %. Подробнее характеристики представлены в таблице 2.

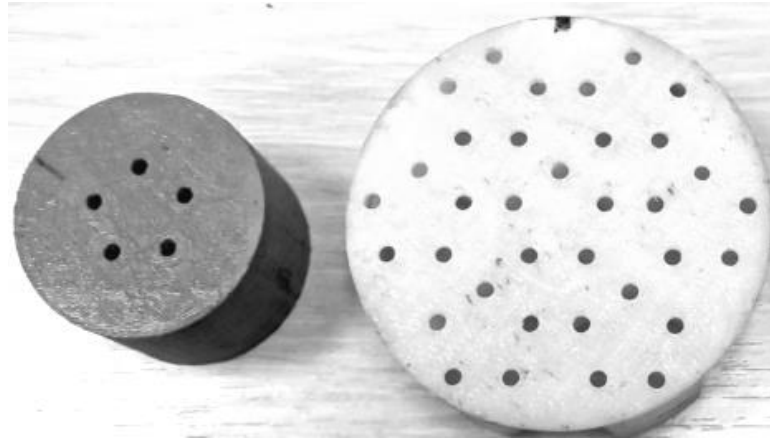


Рис. 2. Тестовые образцы ЗПК с сохранением процента перфорации для ячеек

Таблица 2. Геометрические параметры тестовых образцов ЗПК, второй комплект.

Образцы	Диаметр образца (мм)	Степень перфорации ячейки (%)	Количество отверстий по всему образцу (шт)	Высота со- тового ре- зонатора (мм)	Толщина перфориро- ванной пла- стины (мм)	Диаметр отверстий (мм)	Способ изго- товления
H20D30	30	7.46	5	20	1	2	3D-печать
H20D50	50	7.46	35	20	1	2	3D-печать

Геометрия тестовых образцов резонансных ЗПК выбиралась так, чтобы собственная частота образцов попадала в рабочий частотный диапазон экспериментальных установок. Одновременно при этом основные геометрические параметры (высота, степень перфорации, толщина перфорированного листа) должны были быть близкими к натурным однослойным панелям ЗПК, применяемым на современных авиационных двигателях.

Из-за указанных во введении недостатков полуэмпирических моделей прогнозирования акустических характеристик выбранных образцов выполнялось на основе численного моделирования физических процессов в интерферометре нормального падения с образцом ЗПК, особенности которого кратко указаны в следующем разделе. Используемая методика хорошо себя зарекомендовала, в том числе и для многослойных ЗПК резонансного типа [17-19].

2. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Диаметр спроектированных образцов 30 и 50 мм был обусловлен диаметром поперечных сечений каналов, используемых в экспериментальных исследованиях интерферометров с нормальным падением [18]. Интерферометр представляет собой цилиндрическую трубу, на одном конце которой расположен образец ЗПК, а на другом – динамик, который облучает образец акустическим сигналом при уровнях звукового давления 120-155 дБ. Рабочие частотные диапазоны интерферометров с диаметрами каналов 30 и 50

мм для использования в них 2-микрофонного метода передаточной функции [19] составляют 500-6400 и 400-4200 Гц, соответственно. Исследования образцов ЗПК ведутся в частотном диапазоне 500-3500 Гц.

Численное моделирование акустических процессов основывалось на прямом решении уравнений Навье-Стокса (DNS) с учетом сжимаемости в программном пакете ANSYS Fluent [20]. Использовалась геометрия канала интерферометра и сотового резонатора образцов ЗПК. Геометрия образца ЗПК соответствовала проектным геометрическим параметрам, представленным в таблицах 1 и 2. Подробнее методика моделирования представлена в работах [17-19]. В данном исследовании рассмотрены варианты расчета, когда акустическая волна падает только на один сотовый резонатор в канале диаметром 16,4, 30 и 50 мм (рис. 3).

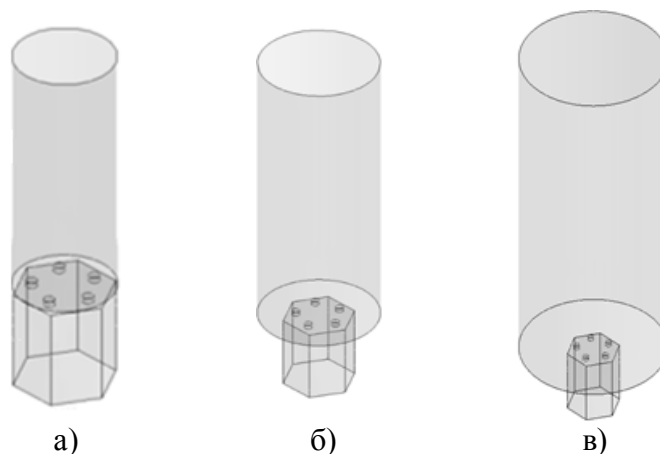


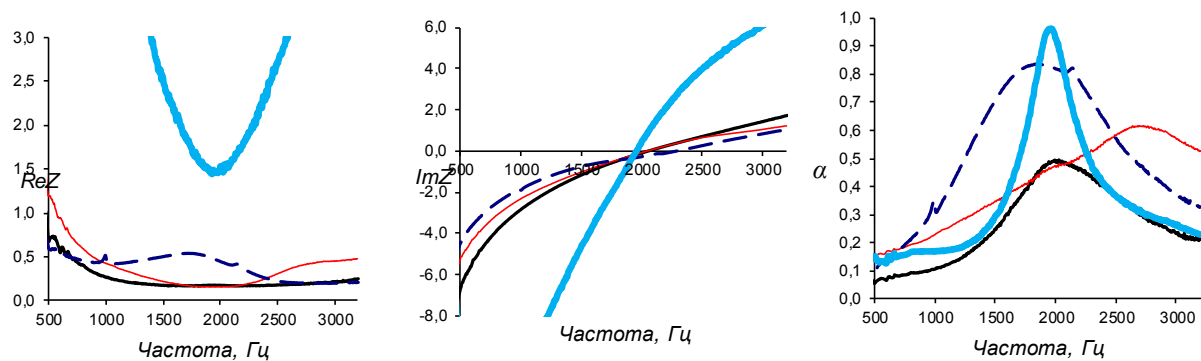
Рис. 3. Геометрические модели расчетной области:

а) канал $d = 16.4$ мм; б) канал $d = 30$ мм; в) канал $d = 50$ мм.

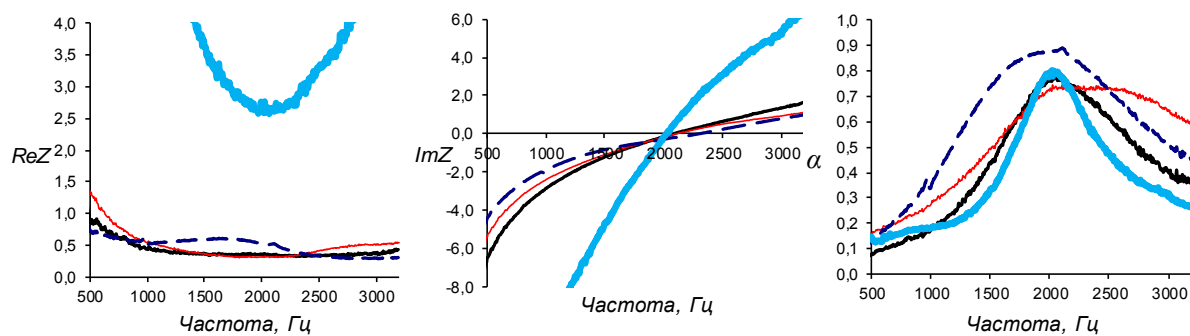
3. СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТА

Результаты сравнения акустических характеристик образцов ЗПК, полученные в натурных экспериментах для $d = 50$ мм, представлены на рис. 4. До уровня звукового давления (SPL) 140дБ образцы ведут себя абсолютно по-разному, но при высоких SPL, образцы с большим числом отверстий и разным шагом перфорации, имеют схожие акустические характеристики. Это связано с сильными нелинейными эффектами вблизи отверстий, когда тонкая настройка геометрических параметров резонатора теряет свою значимость. Центральная же сота с локальной перфорацией (синяя кривая на рис. 4), отдаляясь от линейных режимов, начинает терять эффективность звукопоглощения и величину присоединенной длины ввиду высоких скоростей в горле каждого отверстия. Этот эффект полуэмпирическая модель не позволила оценить. Центральная сота без боковых полусот (локальная перфорация) $d = 30$ мм, и с боковыми полусотами для интерферометра 30, имеет аналогичную зависимость.

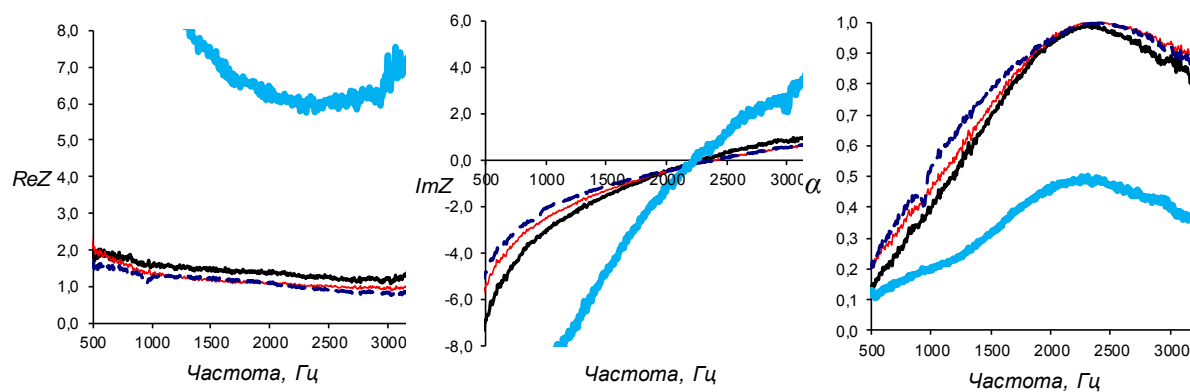
Тестовые образцы ЗПК с сохранением процента перфорации для ячеек без боковых полусот (рис. 2, табл. 2) также имеют разные акустические характеристики. Здесь ярко выражено влияние диаметра канала интерферометра. Подробно характеристики образцов при SPL 130 дБ показаны на рис. 5.



а)



б)



в)

Рис. 4. Акустические характеристики образцов с $d = 50$ мм при SPL 130 дБ (а), 140 дБ (б) и 155 дБ (в):

- Центральная сота (1 шт.);
- Все полные соты (7 шт.);
- Полные соты + боковые полусоты;
- - - Сплошная перфорация

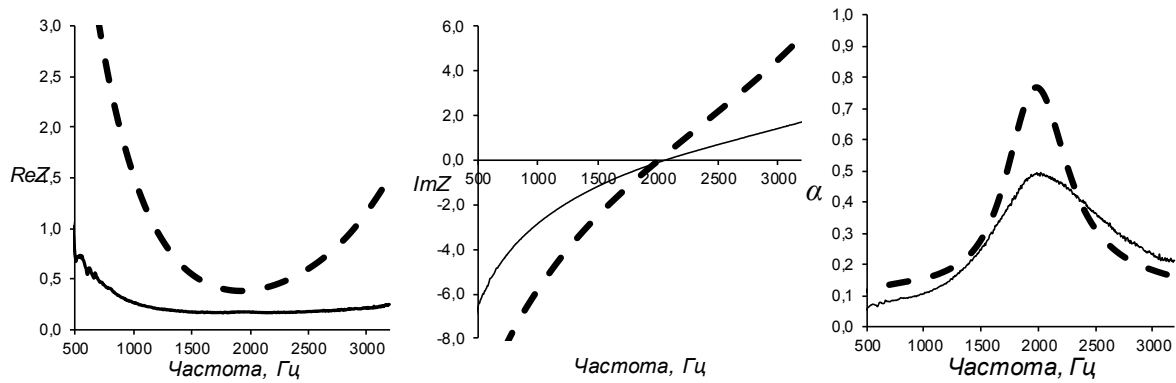


Рис. 5. Акустические характеристики тестовых образцов Ø30 и Ø50 с сохранением процента перфорации для ячеек при SPL 130 дБ:

— — Интерферометр Ø30, соты (1 шт.);
 — Интерферометр Ø50, соты (7 шт.)

На рис. 6 показаны акустические характеристики сотового резонатора, полученные на основе численного моделирования в постановках, представленных на рис.3.

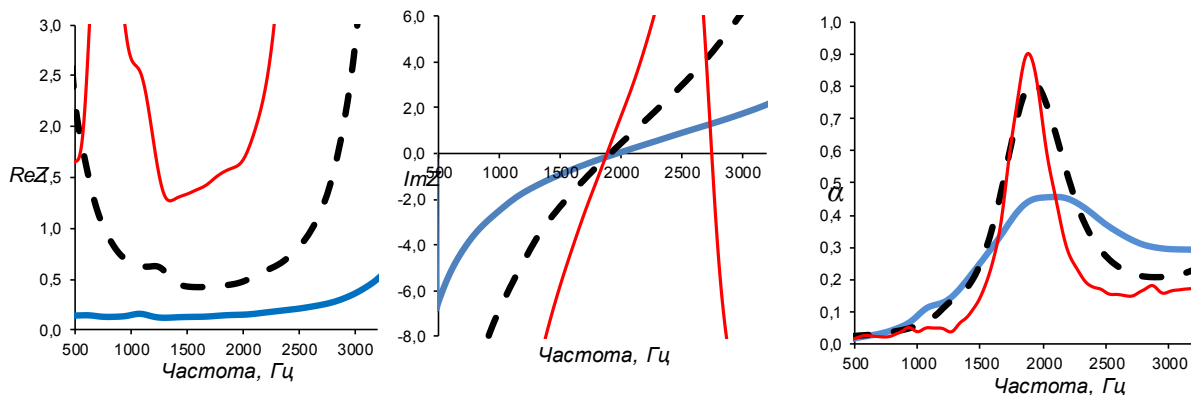


Рис. 6. Акустические характеристики, полученные на основе численного моделирования при SPL 130 дБ:

— Канал $d = 16.4$ мм;
 — — Канал $d = 30$ мм;
 — Канал $d = 50$ мм

Из анализа полученных данных можно заключить, что при увеличении SPL уменьшаются отличия в значениях импедансов, коэффициентов звукопоглощения и резонансных частот образцов с боковыми полусотами и образцов с отверстиями, которые попадают на стенки сотового резонатора. Следовательно, для качественной оценки ЗПК необходимы высокие уровни SPL на экспериментальных установках, более 145 дБ. При оценке акустических характеристик крупногабаритных ЗПК с помощью измерений портативным интерферометром [23], с целью снижения разбросов акустических характеристик и количества точек замеров, испытания стоит также проводить только при высоких уровнях звукового давления.

Стоит отметить образцы с боковыми полусотами. Такой образец имеет два набора ячеек резонаторов разного объема – полные и усеченные ячейки, что вносит значимые коррективы в действительную часть и собственную частоту образца в целом. Общий процент перфорации всего образца не сохраняется и центральная ячейка доминирует над

боковыми. Частично влияние неполных боковых ячеек образца сотовой звукопоглощающей конструкции на точность акустических характеристик для других образцов ЗПК было рассмотрено в статье авторов [17].

Между результатами численного моделирования и экспериментальными данными наблюдается хорошее согласование значений резонансной частоты и характеристик в целом. Это важно для подтверждения работоспособности применяемой методики численного моделирования в прогнозировании акустических характеристик ЗПК, используемых для облицовки каналов авиационного двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований можно сделать вывод, что для более точного получения представлений об акустических характеристиках ЗПК на основе измерений в интерферометрах необходимо уделять особое внимание подготовке образцов ЗПК. Важно, сохранять локальную перфорацию для каждой сотовой ячейки в образце. Боковые полусоты в образцах ЗПК при их испытаниях в интерферометрах желательно не использовать, так как их наличие может заметно искажать получаемые акустические характеристики. При верификации результатов численного моделирования по экспериментальным данным важно проводить ее на образцах, изготовленных с минимально возможными погрешностями в размерах. Также, по результатам исследований можно сделать вывод, что в целом методика определения акустических характеристик на основе численного моделирования работоспособна и может быть использована в дальнейшем в разработке новых ЗПК резонансного типа.

Работа выполнена при поддержке АО «ОДК».

ЛИТЕРАТУРА

1. Копьев В.Ф., Мунин А.Г., Остриков Н.Н. Проблемы создания перспективных магистральных самолетов, способных удовлетворять нормам ИКАО по шуму на местности // Труды ЦАГИ. 2014. Вып. 2739. С. 3-13.
2. Leylekian L., Lebrun M., Lempereur P. An overview of aircraft noise reduction technologies // Journal Aerospace Lab. 2014. Iss. 7.
3. Ingard U. Absorption characteristics of nonlinear acoustic resonators // Journal of the Acoustical Society of America. 1968. Vol. 44. No. 4. P. 1155-1156.
4. Melling T.H. The acoustic impedance of perforates at medium and high sound pressure levels // Journal of Sound and Vibrations. 1973. Vol. 29, No. 1. P. 1-65.
5. Guess A.W. Calculation of perforated plate liner parameters from specified acoustic resistance and reactance // Journal of Sound and Vibrations. 1975. Vol. 40, No. 1, P. 119-137.
6. Hersh A.S., Walker B.E., Celano J.W. Semi-empirical Helmholtz resonator impedance model // AIAA Paper 99-1825. 1999.
7. Boden H. Experimental investigation of harmonic interaction effects for perforates // AIAA Paper 2005-2896, 2005.
8. Соболев А.Ф. Полуэмпирическая теория однослойных сотовых звукопоглощающих конструкций с лицевой перфорированной панелью // Акустический журнал. 2007. Т. 53, № 6. С. 861-872.
9. Yu J., Ruiz M., Kwan H.W. Validation of Goodrich perforate liner impedance model using NASA Langley test data // AIAA Paper 2008-2930, 2008.
10. Комкин А.И., Миронов М.А., Быков А.И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца // Акустический журнал. 2017. Т. 63, № 4. С. 356-363.
11. Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators // Journal of the Acoustical Society of America. 1953. Vol. 25, No 6. P. 1037-1061.

12. Stinson M.R., Shaw E.A. Acoustic impedance of small, circular orifices in thin plates // *Journal of the Acoustical Society of America*. 1985. Vol. 77, No. 6. P. 2039-2042.
13. Elnady T., Boden H. On the modeling of the acoustic impedance of perforates with flow // *AIAA Paper* 2003-3304, 2003.
14. Motsinger R.E., Kraft R.E. Design and performance of duct acoustic treatment // *Aeroacoustics of flight vehicles. Theory and practice*. Acoustical Society of America, New York. 1995.
15. Кустов О.Ю. О влиянии геометрических погрешностей при создании 3D - образцов ЗПК на их акустические характеристики // *Научно-технический вестник Поволжья*. 2018. № 8. С. 21-23.
16. Кустов О.Ю., Храмцов И.В., Бульбович Р.В. Влияние точности геометрии образцов резонансных звукопоглощающих конструкций на их акустические характеристики // *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2019, Т. 18, № 1, с. 67-77.
17. Khramtsov I.V., Kustov O.Y., Palchikovskiy V.V. Determination of acoustic characteristics of full-scale sample of single-layered honeycomb liner based on numerical simulation // *Akustika*, Vol. 32, pp. 182-188.
18. Khramtsov I.V., Kustov O.Y., Palchikovskiy V.V., Bulbovich R.V. Determination of acoustic characteristics of the double-layer honeycomb liner sample based on numerical simulation // *Akustika*, Vol. 34, pp. 32-36.
19. Fedotov E.S., Khramtsov I.V., Kustov O.Y. Numerical simulation of the processes in the normal incidence tube for high acoustic pressure levels, *AIP Conference Proceedings*, vol. 1770, No. 030120, 2016.
20. Пальчиковский В.В., Кустов О.Ю., Корин И.А., Черепанов И.Е., Храмцов И.В. Исследование акустических характеристик образцов звукопоглощающих конструкций в интерферометрах с разным диаметром поперечного сечения канала // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника*. 2017. № 51. С. 62-73.
21. ISO 10534-2:1998. Acoustics – determination of sound absorption coefficient and impedance in impedances tubes – part 2: Transfer-function method, 1998.
22. Ansys User's guide. Ansys Release 17.0. Ansys Inc., 2016.
23. Корин И.А., Бульбович Р.В., Пальчиковский В.В., Кустов О.Ю. Оценка азимутальной однородности акустических характеристик звукопоглощающей облицовки авиационного двигателя // *Изв. вузов. Авиационная техника*. 2020. №1. С. 83-87.

АКУСТИЧЕСКИЕ И ИНЫЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ РИСКИ: МЕЖДУНАРОДНО-ПРАВОВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СРЕДСТВ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ.

И.Е. Лапшина

Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана, г. Москва

E-mail: i-Lapshina@yandex.ru

Выделены дефиниции экологического аудита, экологического страхования, экологического риска, акустических рисков, экологической экспертизы. Проанализирована нормативная база, регулирующая проведение экологической экспертизы, экологического страхования и экологического аудита, дана характеристика современного их состояния в зарубежных странах и Российской Федерации. Проведено исследование нормативного закрепления акустических и иных экологических рисков. Охарактеризованы форма и содержание экологического аудита, страхования и экспертизы. Указаны проблемы и перспективы их нормативного регулирования в РФ.

Ключевые слова – экологическая экспертиза; экологический аудит; экологическое страхование; экологическая оценка; экологический риск, средства предупреждения экологических рисков.

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире экологические проблемы принимают глобальный международный характер в связи с распространением загрязнения окружающей среды на громадные трансконтинентальные пространства. Становится понятно, что экологические проблемы невозможно решить в рамках одной страны, необходимо тесное международное сотрудничество в области охраны окружающей среды. С точки зрения успешной реализации международной экологической политики очень важную роль играет научно-техническое и экономическое сотрудничество, которое должно базироваться на безупречном правовом регулировании. В современном международном праве существует достаточное количество договоров, как универсального, так и регионального характера, нормы которых направлены на регулирование отношений в сфере окружающей природной среды, прежде всего Декларация принципов по окружающей природной среде [1]. Однако, большинство правовых средств, направленно на выявление уже совершенных правонарушений и ликвидации негативных последствий, а не на предотвращение правонарушений и определение экологического риска предстоящих действий субъекта. Цель настоящей статьи заключается в анализе современных правовых средств обеспечения экологической экспертизы, экологического аудита, экологического страхования как составляющих механизма охраны окружающей природной среды.

I. МЕЖДУНАРОДНО-ПРАВОВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО АУДИТА, ЭКОЛОГИЧЕСКОГО СТРАХОВАНИЯ, ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ.

Международно - правовое регулирование экологического аудита с принятием в 1996 году международной серии стандартов ISO 14000 и EMAS относительно периодического проведения аудиторских проверок вышло на новый уровень развития и стало одним из важнейших условий получения компаниями соответствующего сертификата. На 2017 год стандарт ISO 14001 используют по меньшей мере 362610 организаций в 181 странах [2]. Экологический аудит - это систематический документально оформленный процесс проверки экологических аспектов деятельности организации, а также объективно получаемых и оцениваемых данных, с целью определения соответствия видов и условий экономической деятельности, систем административного управления или ин-

формации об этих объектах нормативно-законодательным требованиям и критериям эффективности в сфере охраны окружающей среды и экологической безопасности. Исходя из дефиниции, очевидно, что одной из важнейших целей экологического аудита является повышение эффективности природоохранных мероприятий, проводимых предприятием, и проверка экологических аспектов деятельности предприятия. Функции экологического аудита, такие как обеспечение защиты персонала предприятия, местного населения и окружающей природной среды от возможных вредных воздействий; анализ возможности возникновения экологически опасных аварий; определение реального влияния фирмы на окружающую природную среду напрямую направлены на предупреждение экологических правонарушений (в том числе и преступлений). Экологический аудит является обязательным и направлен на повышение экологической эффективности экологической политики компаний в таких государствах как Япония, США, страны Европейского Союза. В Основах государственной политики в области экологического развития РФ до 2030 г., утвержденных Президентом РФ 30.04.2012, проведение экологического аудита закрепляется как один из элементов механизма реализации государственной политики в области экологического развития, однако процедура носит добровольный характер и не обязательна для исполнения. В проекте ФЗ «Об экологическом аудите...» закреплён перечень ситуаций, при которых проводится обязательный аудит [3].

Экологический аудит является одним из элементов экологического страхования, которое рассматривается как один из новых элементов механизма охраны окружающей среды и предотвращения негативных последствий деятельности человека. В целом, экологическое страхование представляет собой страхование гражданской ответственности юридических лиц и индивидуальных предпринимателей по защите имущественных интересов граждан и организаций при причинении экологического вреда. Институт экологического страхования в мире получил развитие относительно недавно. Одной из передовых стран в страховании экологических рисков являются США, где наиболее полно разработаны страховые продукты в страховании экологических рисков.

Страхование экологических рисков включает в себя различные виды имущественного страхования и страхования ответственности в случае загрязнения окружающей природной среды. К ним можно отнести страхование риска загрязнения природной среды ядовитыми веществами и отходами производства, сбрасываемыми в водоемы, землю и атмосферу; страхование ответственности судовладельцев за утечку нефтепродуктов и негативные последствия в результате такой утечки. Кроме этого, к страхованию ответственности следует отнести и ответственность за ущерб, причиненный третьим лицам в результате мирного использования ядерной энергии. В международном праве сравнительно недавно стали приниматься нормы, которые определяют ответственность за последствия загрязнения окружающей среды. На сегодняшний день, действует, однако, всего одна международная конвенция [4], регулирующая ответственность судовладельцев за утечку и выброс нефтепродуктов и загрязнения ими вод и побережья, которая была принята 29 ноября 1969 года в Брюсселе и в настоящее время ратифицирована большинством стран мира. Документ устанавливает нормы, в соответствии с которыми если судовладелец зарегистрирован в стране — участник Конвенции, должен обязательно застраховать свою ответственность, обеспечить банковскую гарантию или сертификат Международного компенсационного фонда в обеспечение своей ответственности за загрязнение окружающей среды. В зависимости от водоизмещения судна, судовладелец может ограничить свою ответственность до определенных лимитов.

В 1971 году был создан Международный компенсационный фонд, основная цель которого — компенсация ущерба потерпевшей стороне, если размеры ущерба превышают лимиты, установленные в нормах, или судовладелец не в состоянии покрыть ущерб сам. Компенсации, согласно Конвенции должны покрывать стоимость по очистке, восстановлению, предотвращению и уменьшению ущерба от загрязнения.

В странах Евросоюза, таких как Дания, Италия, Франция, Нидерланды для лучшего регулирования и управления экологическими рисками созданы страховые пулы, которые способствуют расширению и устойчивости страховых рынков: участие в них особенно выгодно для страховщиков, не имеющих достаточного опыта в страховании экологических рисков.

В международном экологическом праве отсутствует определение экологической экспертизы. Данная категория по-разному определяется в законодательствах государств. Согласно ст. 1 ФЗ «Об экологической экспертизе» устанавливается, что это «установление соответствия документов и (или) документации, обосновывающих намечаемую в связи с реализацией объекта экологической экспертизы хозяйственную и иную деятельность, экологическим требованиям, установленным техническими регламентами и законодательством в области охраны окружающей среды, в целях предотвращения негативного воздействия такой деятельности на окружающую среду» [5]. Законодательство зарубежных стран в той или иной степени совпадает с подходом российского законодательства. С 70-х годов XX в. во многих странах начинает применяться на постоянной основе процедура экологической экспертизы проектов и оценка воздействия на окружающую природную среду промышленных и социальных объектов. Однако до настоящего времени в международном праве не выработано универсального подхода к стадиям проведения экологической экспертизы. К сколько-нибудь общим этапам можно отнести выработанные на основе «Национального закона о политике в области окружающей среды» (США, 1969 г.) «оценку состояния окружающей среды» [EA] и «Заключение о воздействии на окружающую среду» [EIS]. Странами, перенявшими опыт США в 70- годах XX в. стали Канада, Австралия и Новая Зеландия. С начала 80-х годов XX в. процедура экологической оценки стремительно распространяется в Европе. 3 июля 1985 года была принята Директива 85/337 Европейского Сообщества, (дополненная Директивой 97/11 в 1997 году), в которой содержалось требование к национальным правительствам включения процедуры экологической оценки в процесс принятия решений по определенным типам проектов. Эти требования стали успешно реализовываться в странах Европы, несмотря на различия британской, шведской и германской моделей систем принятия решений и планирования. В начале 90-х годов XX в. экологическая оценка все больше стала применяться на международном уровне. В 1991 году на конференции в Эспо (Финляндия) 30 стран подписали Конвенцию о проведении экологической оценки проектов, которые могут иметь значительные трансграничные экологические последствия. Это касается, прежде всего, энергетического производства на органическом топливе, в результате деятельности которых могут возникать многочисленные экологические проблемы. На сегодняшний день, однако, происходит улучшения экологических показателей за счет повышения эффективности процессов выработки энергии, совершенствования технологий очистки продуктов сгорания и сокращения выбросов парниковых газов в атмосферу, в том числе углекислого газа [6][7]

Большую роль в регулировании экологической оценки играют международные банки. Так, Европейский Банк Реконструкции и Развития (ЕБРР) все свои инвестиционные проекты и деятельность по линии международного сотрудничества подвергает экологической аттестации в рамках общего обязательного финансового, экономического, правового и технического обследования. По операциям банка проводятся оценку воздействия на окружающую среду, экологический аудит и анализ воздействия на окружающую среду.

Проанализировав международно-правовое регулирование средств предупреждения экологических рисков, следует указать, что экологический аудит, страхование и экспертиза не представляют собой универсальных инструментов. Они применяются достаточно широко в тех регионах, где проблема сохранения экологического благополучия

стоит достаточно остро и государства направляют усилия на предотвращение возникновения экологических проблем. Однако, в регионах, где происходят военные, национальные, религиозные и иные конфликты, или просто не хватает средств на поддержание экологического благополучия, говорить о развитии вышеперечисленных механизмов не приходится. Следует отметить, что одной из важнейших задач на сегодняшний день является заключение многосторонних и двусторонних договоров, в рамках которых будут регулироваться процедуры экологического аудита, страхования и экспертизы, а также выработка универсальных норм международного экологического права, которые будут являться ориентиром для большинства государств.

II. ФОРМЫ И СОДЕРЖАНИЕ МЕЖДУНАРОДНОГО СОТРУДНИЧЕСТВА В СФЕРЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО АУДИТА, ЭКОЛОГИЧЕСКОГО СТРАХОВАНИЯ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ.

Исходя из приведенного выше анализа теоретической базы институтов экологического аудита, экологического страхования и экологической экспертизы, следует остановиться на их формах, содержании и практическом применении.

Экологический аудит применяется как обязательный механизм контроля и охраны окружающей природной среды во многих странах мира. Прежде всего речь идет о государствах с высоким уровнем экономического развития. Руководство крупных компаний в таких странах, как США, Япония, Франция и т.п. выявляют факторы, оказывающие негативное влияние на окружающую природную среду, и содействуют его уменьшению. Возникновение процедуры экологического аудита было связано с ситуацией, когда в середине 70-х годов XXв. многие хозяйствующие субъекты стран Европы и США были привлечены к юридической ответственности по причине нанесения ущерба окружающей среде. Это привело к дополнительным экономическим потерям. Стало понятно, что необходимо развивать механизмы предотвращения нанесения вреда природной среде. На передовых позициях в тот момент находились США, в которых были установлены строгие меры ответственности за нарушение экологических норм в результате деятельности хозяйствующих субъектов. Возникла необходимость введения экологического аудита, который позволял осуществлять проверку деятельности предприятий в области охраны окружающей среды и выявлять степень соответствия осуществляемой деятельности экологическим нормам. Подобные проверки позволяли выявить отклонения деятельности предприятий от нормативно рекомендованной в сфере охраны окружающей среды, либо определить соответствие деятельности рекомендованным нормам. Следует отметить, что можно нормировать как содержание загрязняющих веществ в объектах окружающей среды, так и степень трансформации окружающей среды в результате загрязнения [8]. Экологический аудит становится, таким образом, методом стимулирования природоохранной деятельности предприятий. В 90-х годах XX в. экологический аудит стал применяться при решении проблем с отходами производства и потребления, обеспечение безопасности производимых продуктов, борьба с профессиональными болезнями. К концу 90-х годов экологический аудит стали применять коммерческие банки многих стран для уменьшения рисков невыплат платежей по ссудам, обусловленных недостатками природоохранной деятельности предприятия, осуществивших займ денежных средств. Кроме того, многие страны (США, Япония, Ямайка, Норвегия, Франция, Бельгия и др.) и международные финансовые корпорации стали использовать экологический аудит для оказания помощи предпринимательским кругам в управлении окружающей средой и снижении рисков финансового рынка, усиления природоохранительной деятельности, привлечения дополнительного частного капитала в промышленность и энергетику, для проверки безопасности производства и оказания помощи по ее обеспечению, определения характера и масштабов экологических

проблем в области охраны здоровья. Несмотря на то, что в последнее время в РФ наметилась положительная динамика в нормативной базе по вопросам окружающей среды, законодательство до сих пор не отвечает современному положению в сфере экологии. Правовое обеспечение экологического аудита сталкивается с рядом трудностей. До настоящего времени отсутствует нормативный акт на уровне федерального закона. Существует проект ФЗ «Об экологическом аудите, экологической деятельности и внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», который не принят. И даже при анализе проекта можно отметить, что основная часть норм посвящена аудиторским организациям и правовому статусу экологических аудиторов, но не регламентации самой процедуры аудита. Кроме того, экологический аудит осуществляется на добровольной основе, не являясь обязательным при анализе проектов или уже существующих объектов.

Экологический аудит представляет собой комплексный институт, включающий производственный аудит, экологический аудит финансовой деятельности, экологический аудит соответствия:

Таб. 1 Содержание экологического аудита

Производственный аудит	Экологический аудит финансовой деятельности	Экологический аудит соответствия
<ul style="list-style-type: none"> - Структура, состав, техническое состояние природоохранных фондов; - Источники экологической опасности; 	<ul style="list-style-type: none"> - Текущие затраты на охрану природной среды; - Платежи за загрязнение в пределах лимитов; - Платежи за сверхлимитное загрязнение; - Платежи за природные ресурсы; - Капитальные затраты на охрану окружающей среды; - Финансирование научно-исследовательских работ природоохранного назначения; 	<ul style="list-style-type: none"> - Соответствие проекта или деятельности объекта текущему законодательству; - соответствие международным принципам и нормам; - соответствие рациональным структурам природоохранной деятельности;

Как уже отмечалось выше, экологическое страхование в РФ находится в стадии становления, что определяет некоторые его особенности. Во-первых, для экологического страхования в России характерны большие трудности в оценке экологического ущерба при определении страховых платежей, так как отсутствует комплексность расчетов. Экологический ущерб определяется покомпонентным подходом, то есть по отдельным компонентам природной среды и регламентируется не связанными между собой в методологическом отношении нормативно-методическими документами, содержащими различные технологии расчетов. Во-вторых, нормативный подход к оценке ущерба ориентирован на применение в расчетах фиксированных величин, а не реальных затрат на ликвидацию негативных последствий и причиненных убытков. Однако, оценки такого рода дают недостоверные результаты с точки зрения их соответствия размеру и характеру реального ущерба природным ресурсам. В связи с этим возникают серьезные трудности обоснования размера ущерба при определении искового требования. Часто государственные органы в области охраны окружающей среды вынуждены ограничиваться только требованиями о взыскании платы за сверхнормативное загрязнение окружающей среды. Четкое определение существенности или значительности вреда, причиненного

окружающей среде правонарушением или преступлением, напрямую зависит от действующей и эффективной методики определения вреда окружающей среде и его реального возмещения. На практике часто государства не имеют договоров о формировании совместных страховых фондов даже для покрытия и возмещения нанесенного ущерба, не говоря уже о предотвращении ситуаций. Так, показательным являются события 2005 года, когда на химическом предприятии в городе Цилинь на севере Китая произошел выброс бензолосодержащих элементов в реку Сунгари, правый приток реки Амур. По оценкам китайской стороны протяженность загрязнения составляла более 80 км, превышение норм по тяжелым металлам и другим токсичным веществам превышало более, чем в 100 раз. В результате воды реки Амур – источника питьевой воды Хабаровска, были заражены и последствия сказываются на протяжении долгого времени. Если бы китайская сторона локализовала пятно, то последствия были бы не столь катастрофичными. Договора о страховании в этом случае также не было. Китайская сторона не возместила ущерб России, который только по приблизительным подсчетам составил около полмиллиарда долларов [9].

В последние десятилетия в России происходит активизация иностранных и транснациональных компаний. Ситуации, подобные описанной выше не следует исключать и в дальнейшем. Представляется необходимым формирование общих подходов к оценке ущерба окружающей природной среде. Для того, чтобы результаты оценки ущерба природным ресурсам, определяемые в соответствии с российскими нормами, признавались в международном арбитраже, необходимо привести в соответствие с международными стандартами российское экологическое законодательство.

С 70-х годов XX в. во многих странах начинает применяться на постоянной основе процедура экологической экспертизы проектов и оценка воздействия на окружающую природную среду промышленных и социальных объектов. В соответствии с международным принципом предотвращения вреда, все государства должны оценивать вещества, технологии, производство и категории активности, которые влияют или могут существенным образом влиять на окружающую среду [10]. В США, например, экологическая экспертиза проводится по инициативе и под контролем государства в соответствии с требованиями «Национального закона о политике в области окружающей среды», принятого в 1969 году. Механизм экологической экспертизы включает экспертизу хозяйственных проектов с целью оптимизации экологических показателей (или принятия альтернативного, более полно отвечающего природоохранным требованиям, проекта); экспертизу действующих объектов с целью проверки соответствия экологическим стандартам; экологическую экспертизу новой продукции. Предпочтение отдается экологической экспертизе на стадии проектирования, так как предотвратить катастрофу экономически всегда проще и менее затратно, чем бороться с ее последствиями. В среднем в США ежегодно проводится экологическая экспертиза более тысячи федеральных проектов. По результатам такой проверки временная или частичная приостановка применяется всего лишь к 2-3% проектов. Государственный контроль осуществляется над экологическими параметрами различной продукции, в том числе косметики, химикатов, автомобилей и, конечно, продуктов питания. Принцип предотвращения загрязнения окружающей среды диктует необходимость осуществления индивидуальных или коллективных мер для предотвращения, уменьшения и контроля загрязнения любыми вредоносными веществами окружающей среды. Главным средством осуществления этих принципов является экологическая экспертиза. Напрямую с этим связана оценка риска чрезвычайных ситуаций техногенного и природного характера [11].

По российскому законодательству в сфере экологической экспертизы оценка воздействия на окружающую среду проводится по общему закону для всех отраслей промышленности, в результате чего приходится выполнять дополнительные работы. То

есть, предприятия с низкой экологической опасностью, должны проводить оценку в таком же объеме, как и для предприятия с высокой экологической опасностью, что не способствует экономии средств и ресурсов. Кроме того, следует отметить, что в России отсутствует стратегическая этап при проведении экологической экспертизы. То есть отсутствует стратегическая оценка воздействия на окружающую среду тех или иных проектов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из проделанного анализа следует отметить, что экологический аудит, экологическое страхование и экологическая экспертиза являются важными средствами оценки и контроля в сфере экологии большинства государств и представляют собой эффективные средства проверки на предмет соответствия экологическим нормам актов, решений и т. п. на стадии как проекта, так и действующих производств.

В настоящее время активно развивается сотрудничество на международном уровне в данных областях, благодаря созданию универсальных и региональных договоров, совместных финансовых рычагов, деятельности международных банков. Все перечисленные средства играют большую роль при утверждении совместных глобальных промышленных, строительных проектов государств в области, которая может нанести огромный вред окружающей среде без надлежащего контроля на стадии планирования проекта, например, строительство очистных сооружений на международных реках.

Однако, несмотря на активное развитие данных механизмов, на международном уровне не хватает универсальных норм в данной сфере, что порождает сложности при осуществлении сотрудничества стран в экологической сфере. Прежде всего, актуальным остается вопрос о приведении национального законодательства в соответствие с международными принципами, нормами и договорными обязательствами конкретных государств. Для РФ важнейшим вопросом представляется принятие на федеральном уровне закона «Об экологическом аудите», уточнение нормативной базы по экологическому страхованию и экологической экспертизе. Необходимым является введение стратегической оценки окружающей среды, создание классификатора предприятий по основанию экологической безопасности и разработка разных норм для оценки деятельности каждой категории таких предприятий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Декларация принципов по окружающей природной среде. https://studbooks.net/1255771/ekologiya/deklaratsiya_printsipov (дата обращения 20.08.2019)
2. Фундаментальный набор правил, используемых организациями по всему миру, проектирующими и внедряющими эффективные системы экологического менеджмента. <http://www.iso.org/iso/pressrelease.htm?refid=Ref1363> (дата обращения 14.06.2019).
3. www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=PRJ&n=126541#07411283652719831 (дата обращения 22.08.2019).
4. <https://www.amt-insurance.com/news/amt-strakhovanie-zaklyuchilo-soglasenie-o-sotrudnichestve-s-priznannym-klassifikatsionnym-obshchestvom> (дата обращения 22.08.2019).
5. Федеральный закон "Об экологической экспертизе" от 23.11.1995 N 174-ФЗ. Режим доступа: www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_8515/ (дата обращения 10.06.2019).
6. Лозовецкий В. В., Лебедев В. В., Черкина В. М., Иванчук М. С. Снижение тепловой нагрузки на окружающую природную среду с помощью тепловых насосов в системе очистки сточных вод. Инженерно-технический журнал. 2018. Том 91. № 2, с. 504 – 512/

7. Ксенофонтов Б. С., Буторова И. А., Козодаев А. С., Афонин А. В., Таранов Р. А. Проблемы токсичности золошлаковых отходов. Экология и промышленность России. 2017. Том 21. № 2, с. 4-9.
8. Лаврентьева Г. В., Мирзеабасов О. А., Сынзыныс Б. И., Гешель И. В. Радиоационный экологический риск для наземной экосистемы в зоне влияния хранилища радиоактивных отходов//Радиация и риск. 2018, Том 27, № 4, с. 65-75
9. <https://www.vesti.ru/doc.html?id=117629&tid=32028> (дата обращения 23.08.2019).
10. Швидентко А. В., Щепаченко Д. Г., Климатические изменения и лесные пожары в России//Лесоведение. 2013. № 5, с. 50-61.
11. Александров А. А., Ларионов В. И., Суцев С. П. Единая методология анализа риска чрезвычайных ситуаций техногенного и природного характера. Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Естественные науки. 2014. №1(58), с. 113-132.

ОСОБЕННОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТНОГО ШУМА ОТ В ГОРОДСКОЙ СРЕДЕ

И.Л. Марголина, Д.С. Веселов

МГУ им. М.В.Ломоносова, географический факультет

irina-mgu@mail.ru

Работа посвящена исследованию особенностей пространственно-временного изменения уровня шума от автотранспорта и базируется на полевых измерениях, проведенных в осенне-весенний, летний и зимний периоды. Замеры проводились на территории административного района Москвы по 861 точке во время вечернего часа пик. Для анализа пространственно-временных рядов применялся картографический метод исследования с использованием программ QuantumGIS и ArcGis. Созданная в работе серия карт демонстрирует зависимость уровня шума в городском квартале от транспортной нагрузки, типа городской планировки, и сезонности (наличие снежного покрова и вегетационного состояния растительных комплексов). Районирование территории по уровню шумового загрязнения позволяет выделить участки с критическим и высоким уровнем шума (выше норматива ПДУ), а также территории с незначительным и средним уровнем шума (ниже ПДУ).

Ключевые слова: шумовая нагрузка, автотранспорт, городская среда, сезонность, пространственно-временные исследования, Москва.

ВВЕДЕНИЕ

Уровень урбанизации в мире растет, приводя к повышению уровня шумового воздействия на население. Основным источником шума в городах является автомобильный транспорт, что значительно увеличивает шумовое воздействие на жилые территории, расположенные в непосредственной близости от транспортных магистралей [5]. В настоящее время изучение распространения шума становится все более актуальным в связи с реализацией мероприятий по реновации ветхого жилого фонда во многих крупных городских агломерациях [3].

Для исследования распространения уровня шума в зоне жилой застройки выбран административный район г.Москвы, окруженный крупными автомагистралями и имеющий различные виды городской планировки: кварталы с сохранившимся пяти-этажным жилым фондом, реновационные территории, высотные строения, а также зеленые территории.

Пространственно-временная динамика уровня шума зависит от многих факторов, в том числе от силы источника шума и от шумопоглощающих свойств среды, имеющих сезонную изменчивость. В работе выделены три основных сезона: летний (с облиствлением растительных комплексов), зимний (с установившимся снежным покровом) и осенне-весенний (с полным отсутствием облиствления и снежного покрова). Предполагается, что в рамках одного сезона климатические показатели не имеют значительных изменений, оказывающих влияние на распространение шума.

1. МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования особенностей пространственно-временного изменения уровня шума проводилось на примере территории административного района Проспект Вернадского города Москвы площадью 4,6 км², с населением 64 тысячи человек. Территория района характеризуется незначительным перепадам высот с небольшим понижением к юго-западу в сторону долины реки Смородинка, наличием зеленых территорий (парк 50-летия Октября и парк Олимпийской деревни), разнообразными типами городской планировки. Исследуемую территорию окружают автомагистрали Ленинского проспекта, Мичуринского проспекта и проспекта Вернадского с 6-8 полосным движением, а также

автомобильные трассы улиц Лобачевского, Обручева, Удальцова, Коштоянца с 4-6 полосным движением; район пронизывают внутриквартальные дороги с двух полосным движением.

Для проведения замеров, территория района была покрыта регулярной сеткой с шагом 100 метров в углах которой проводились измерения уровня шума по сезонам года (ноябрь 2017 – ноябрь 2018). В тех случаях, когда рассчитанное местоположение измерения попадало в недоступную зону (водоем, здание, дорога и др.), измерение проводилось в наиболее близкой доступной точке. Было заложено 861 пункт в которых фиксировались значения уровня шума по трем сезонам (летнему, зимнему, весенне-осеннему). Пространственно-временные исследования уровня шума в городе ориентированы на анализ шумового воздействия от главного источника шума – автотранспорта [5], поэтому для дальнейшего сопоставления данных все измерения проводились в середине рабочей недели (среда, четверг) в период вечернего часа пик с 18.30 до 20.00 часов, соответствующий наибольшей интенсивности транспортных потоков во все исследуемые сезоны года.

Измерение шума проводилось прибором шумомером второго класса (АКТАКОМ АТТ-9000). Для исключения случайных шумовых воздействий характерных для жилых территорий (лай, скрип, разговоры и т.д.), вычислялось среднеарифметическое значение по трем последовательно снятым показаниям через каждые 1-2 минуты. Для оценки величины воздействия использовались нормативы для территорий, прилегающих к зонам жилой застройки населенным пунктам [4].

Полученная в результате измерений информация обработана методами геоинформационного картографирования и моделирования в программах Quantum GIS и ArcGIS [2], что позволило провести пространственно-временной анализ изменения уровня шума на основе инструментально полученных данных сплошной выборки.

2. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основываясь на предельные значения нормативов ПДУ для территорий, прилегающих к зоне жилой застройки [4], были выделены четыре градации значений [Таблица], из которых видно, что существует годовая динамика уровней шума по сезонам, с наибольшими значениями в весенне-осенний период, и с наименьшими значениями в летний период. Поскольку исследования проводились в дневное время, то допустимым уровням шума соответствуют нагрузки «Незначительная» и «Средняя», а «Сильная» и «Критическая» - соответствуют значениям выше установленных нормативов.

Таблица. Динамика уровня шумовой нагрузки по сезонам.

Градации шума, в дБА	Шумовая нагрузка	Территории с различной шумовой нагрузкой по сезонам, в %			
		Осень/Весна	Зима	Лето	Среднее
<45	Незначительная	15	16	25	17
45-55	Средняя	33	35	38	37
55-65	Сильная	23	23	30	25
<65	Критическая	29	26	7	21

Для среднегодовой оценки шумового загрязнения рассчитана величина осредненного воздействия, с учетом весовых коэффициентов продолжительности сезонов. Для этого, согласно климатическим и фенологическим данным [1] определены соотношения периода облиствления и установившегося снежного покрова для Московского региона.

Согласно данным многолетних фенологических наблюдений период облиствления растительности в Московском регионе составляет около 6 месяцев, т.е. это продолжительность от полного раскрытия листвы древесного яруса растительности до периода листопада. Период установившегося снежного покрова в среднем продолжается 4 месяца (около 30%), и соответственно около 2 месяцев (около 20%) длится межсезонный период.

Расчет среднегодовых значений уровня шума проводился с учетом весовых коэффициентов каждого сезона :

$$Шум_{ср} = 0,3 \cdot Шум_{зима} + 0,2 \cdot Шум_{весна-осень} + 0,5 \cdot Шум_{лето}$$

где $Шум_{ср}$ - среднегодовой уровень шума; $Шум_{зима}$, $Шум_{весна-осень}$, $Шум_{лето}$ - значения уровня шума в зимний, весенне-осенний и летний сезоны соответственно.

Пространственное распределение рассчитанных значений представлено на рис. 1.

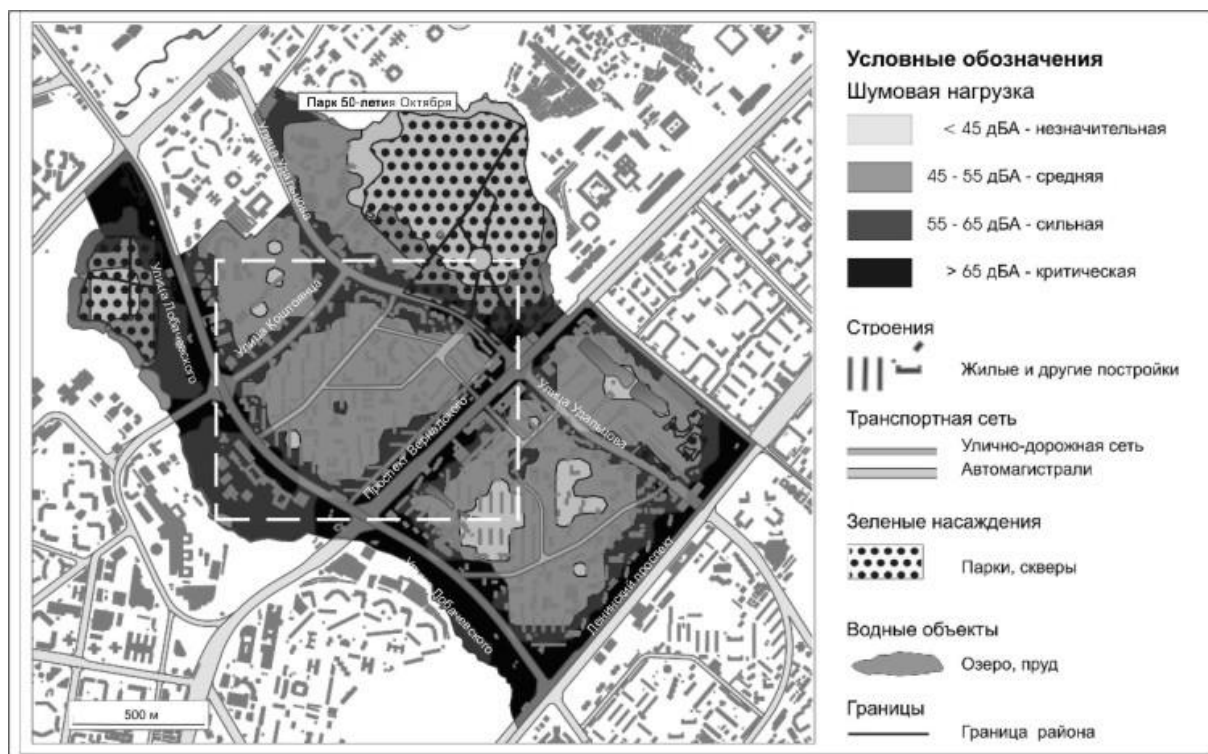


Рис. 1. Пространственное распределение шумовой нагрузки на территории района проспект Вернадского

Особенности распространение шума по территории административного района обусловлено в первую очередь линейной формой источников воздействия -автомобильных магистралей. Таким образом, ареал распространения наибольших значений имеет вытянутую форму вдоль автомобильных магистралей, с утолщением около перекрестков 6-8-полосных автодорог. От зоны критических уровней шумовой нагрузки происходит «растекание» шума по близлежащим территориям и его «затекание» в дворовые зоны. При этом здания, расположенные в первом ряду от автомобильных магистралей выполняют роль шумозащитных барьеров, за которыми процесс свободного «растекания» нарушается, приводя к значительному падению уровня шума внутри кварталов. В зоне пятиэтажной жилой застройки отмечаются локальные пятна пониженных значений, что соответствует "незначительной"

и "средней" шумовой нагрузке. Этот эффект связан с особенностями градостроительной планировки жилых зданий, а также с шумозащитными функциями древесно-кустарниковых насаждений, традиционно заполняющих междомовую территорию, полностью скрывающих здания под своими кронами [3]. В отличие от пятиэтажной застройки территории с современной градостроительной планировкой (реализованные после 2000 года) не имеет такого эффекта. На этих территориях уровень среднегодовой шумовой нагрузки фиксируется как "высокий".

Пространственно-временные исследования полученных сезонных данных выявили динамику уровня шума на исследуемой территории. На рис. 2 приведены увеличенные фрагменты карт распределения уровня шума по сезонам (граница фрагмента представлена белым пунктиром на рис. 1). Как видно из приведенных фрагментов исследуемой территории, пространственно-временная динамика уровня шума имеет значительные изменения между сезонами, с наибольшими значениями в осенне-весенний и наименьшими в летний сезон.

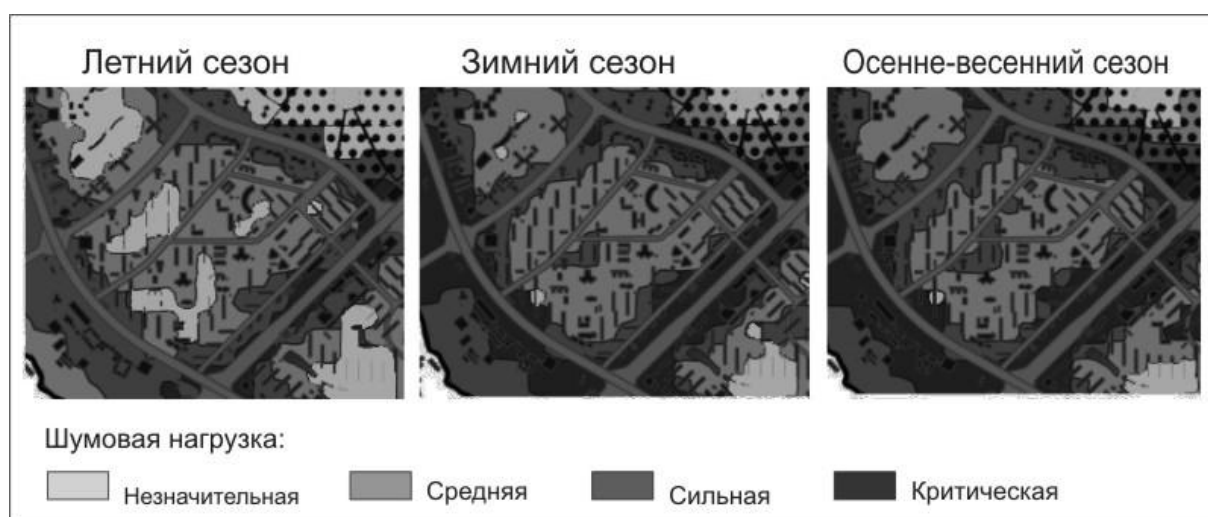


Рис. 2. Сезонные изменения шумовой нагрузки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований показывают, что в годовой динамике уровня шума на городских территориях существует ярко выраженный сезонный характер с максимальным уровнем воздействия в осенне-весенний период.

Наибольшие значения уровня шума фиксируются вдоль крупных автомагистралей, распространяясь внутрь жилых кварталов до первого ряда зданий и сооружений. На зеленых территориях шумовое воздействие проникает гораздо дальше, нежели в зоне застройки. Кварталы пяти-этажного жилого фонда образуют своего рода «оазисы» с пониженными значениями уровня шума.

Для административного района Проспект Вернадского территории со среднегодовыми значениями, превышающими допустимые нормативы, составляют 54 %. При этом наибольшие значения уровня шума (критический уровень шумовой нагрузки) фиксируются на протяжении всего года вдоль автомагистралей и их пересечения – Ленинский проспект – улица Лобачевского – проспект Вернадского – Мичуринский проспект. Вместе с тем, кварталы пяти-этажной жилой застройки за счет их планировочных характеристик, и за счет полной закрытости растительностью имеют наименьшую шумовую нагрузку.

В годовой динамике выделяется три сезона, среди которых наименьшие показатели уровня шумовой нагрузки зафиксированы в летний (незначительный уровень шу-

мового воздействия составляет 25 %, критический – 7 %), а наибольшие в осенне-весенний (незначительный – 15 %, критический – 29 %). Среднегодовые значения доли территории не превышающей ПДУ по шумовой нагрузке составляют 54 %. Поскольку значительная часть территории с относительно невысокими уровнями воздействия относится к зеленой зоне и кварталам пяти-этажного жилого фонда (с невысокой плотностью населения), то можно утверждать, что наибольшая часть населения района испытывает повышенный уровень шумового воздействия в течение всего года.

ЛИТЕРАТУРА

1. Атлас СССР. ГУГК, Москва, 1983. 124 с.
2. Воробьева Т.А., Краснушкин А.В., Потапов А.А. Изучение и картографирование физического загрязнения городской среды // Вестник Московского университета. Серия 5: География, 2005, № 4, с. 35-39.
3. Марголина И.Л., Веселов Д.С., Иванцова М.И., Чавель К.А. Особенности вертикального изменения уровня шума в городской зоне // Экологические системы и приборы. 2019. № 2. С. 41–46.
4. Санитарные нормы: СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. М., 1996. 8 с.
5. Haibo Wang, Ming Cai, Yifan Yao. A modified 3D algorithm for road traffic noise attenuation calculations in large urban areas // Journal of Environmental Management, 2017, v. 196, p.614-626.

ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАМЕРНЫХ ЯЧЕЕК ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ВЫПУСКА ДВС

О.Ю. Матасова, В.В. Тупов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва
E-mail: olgasanm@rambler.ru

Для снижения шума выпуска двигателей внутреннего сгорания широко применяются глушители шума, содержащие камерные ячейки. Конструкция ячейки в значительной степени определяет ее акустическую эффективность в зависимости от частоты. Поэтому в данной работе проведено теоретическое исследование наиболее часто применяемых камерных шумоглушащих ячеек различного конструктивного исполнения. Определены конструкции, обладающие высокой акустической эффективностью в широком диапазоне частот. Результаты исследования позволят проектировщику, используя эти конструкции, синтезировать высокоэффективные глушители шума выпуска ДВС.

Ключевые слова: глушитель шума выпуска, камера расширения, матрица передачи, камерная ячейка, акустическая эффективность, линейная акустика.

ВВЕДЕНИЕ

Наиболее мощным источником шума автомобиля является его система выпуска. Поэтому правильно сконструированный глушитель выпуска обеспечивает существенное снижения общего шума автомобиля. Для снижения шума автотранспортных средств наиболее часто используют реактивные глушители, в конструкции которых нашли широкое применение камерные шумоглушащие ячейки.

При расчете глушителей успешно применяется матричный метод, позволяющий теоретически достаточно точно прогнозировать акустическую эффективность глушителя при его проектировании без проведения большого объема экспериментальных исследований [1 - 8]. Этот метод используется в настоящей работе для определения акустической эффективности наиболее применяемых конструктивных вариантов камерной ячейки.

1. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

При разработке реактивных глушителей шума выпуска наиболее часто применяемым элементом является камера расширения с входным и выходным патрубками [5]. Проведенное исследование на основе матричного метода позволило изучить шумоглушащие свойства нескольких вариантов конструкции камерной ячейки, представленных на рис. 1.

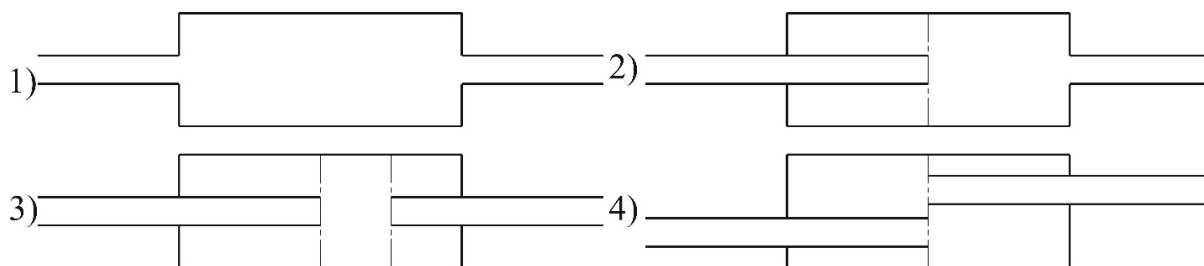


Рис. 1. Схемы конструктивных вариантов камерной ячейки.

Камерная ячейка 1 представляет собой цилиндрическую камеру с присоединенными к ней снаружи входным и выходным трубопроводами одинакового проходного сечения. В ячейке 2 входной трубопровод введен до середины длины камеры. В ячейке 3

входной трубопровод введен до середины длины камеры, а выходной трубопровод - на четверть ее длины. В ячейке 4 оба трубопровода введены до середины длины камеры.

Отметим, что матричный метод расчета применим только в рамках линейной акустики. Кроме того, в данной работе рассматривается распространение плоских волн, которое возможно [3] до граничной частоты:

$$f_{гр} = 0,586 c/D_k, \text{ Гц}, \quad (1)$$

где c – скорость звука, D_k – внутренний диаметр камеры.

2. РАСЧЕТ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАМЕРНОЙ ЯЧЕЙКИ

Камерная ячейка, применительно к глушителям шума выпуска ДВС, содержит газовый поток, движущийся в направлении распространения звуковых волн от источника к выходу. Для упрощения рассмотрения задачи примем пульсирующий поток постоянным по площади проходного сечения ячейки и во времени. Чтобы проще учесть движущийся газовый поток при описании акустических процессов в ячейке, применим вместо классических переменных аэроакустические [1]:

$$p_c = p(1 + M) = p + MZ_0V; \quad V_c = V(1 + M) = V + Mp/Z_0, \quad (2)$$

где p и V – звуковое давление и массовая колебательная скорость в акустической волне; M – число Маха; $Z_0 = c/S$ – характеристический импеданс; c – скорость звука; S – площадь проходного сечения.

Акустическая эффективность камерной ячейки может быть описана выражением:

$$\Delta L = 10 \lg(W_{c,1}/W_{c,2}), \text{ дБ}, \quad (3)$$

где $W_{c,1}$ и $W_{c,2}$ – аэроакустическая мощность звуковых волн с учетом потока среды соответственно на входе и выходе ячейки.

Аэроакустическая мощность рассчитывается [1] по формуле:

$$W_c = p_c V_c / (2\rho), \quad (4)$$

где ρ – плотность среды.

Подставляя выражение (4) в формулу (3) с учетом входа и выхода, получим зависимость для расчета акустической эффективности ячейки в виде:

$$\Delta L = 10 \lg[p_{c,1}V_{c,1}\rho_2/(p_{c,2}V_{c,2}\rho_1)], \text{ дБ}. \quad (5)$$

Если в первом приближении принять плотности среды на входе и выходе ячейки одинаковыми, то формула (5) упростится:

$$\Delta L = 10 \lg[p_{c,1}V_{c,1}/(p_{c,2}V_{c,2})], \text{ дБ}. \quad (6)$$

Аэроакустические параметры волны на входе и выходе ячейки связаны матрицей передачи:

$$\begin{bmatrix} p_{c,1} \\ V_{c,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{c,2} \\ V_{c,2} \end{bmatrix}, \quad (7)$$

где A_c, B_c, C_c, D_c – аэроакустические коэффициенты матрицы передачи ячейки.

Матрица передачи ячейки может быть получена перемножением матриц передачи элементов [4], образующих эту ячейку:

$$\begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{c,1} & B_{c,1} \\ C_{c,1} & D_{c,1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{c,2} & B_{c,2} \\ C_{c,2} & D_{c,2} \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} A_{c,n} & B_{c,n} \\ C_{c,n} & D_{c,n} \end{bmatrix}. \quad (8)$$

3. МАТРИЦЫ ПЕРЕДАЧИ ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Камерные ячейки содержат, как правило, цилиндрические трубопроводы постоянного проходного сечения и определенной длины, например, входной и выходной трубопроводы, камера ячейки и т.п. элементы. На рис. 2 представлен такой участок цилиндрического трубопровода длиной l и диаметром d , где стрелкой показано направление движения газового потока.

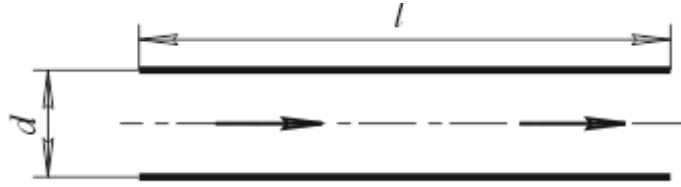


Рис. 2. Цилиндрический трубопровод.

Матрица передачи такого цилиндрического трубопровода с учетом потерь акустической энергии и движения среды [2] имеет вид:

$$\begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix} = \exp(-jk_c M l) \begin{bmatrix} \cos(k_c l) + \frac{\beta M}{k} \sin(k_c l) & jZ \sin(k_c l) \\ \left(\frac{j}{Z}\right) \sin(k_c l) & \cos(k_c l) - \frac{\beta M}{k} \sin(k_c l) \end{bmatrix}, \quad (9)$$

где $Z = c(1 - j\beta/k)/S$ – характеристический импеданс трубопровода; S – площадь его проходного сечения; $k_c = (k - j\beta)/(1 - M^2)$; $k = \omega/c$ – волновое число; $\omega = 2\pi f$; f – частота звука; β – коэффициент потерь:

$$\beta = \beta_v + \beta_t, \quad (10)$$

где β_v – коэффициент потерь, связанный с вязким трением и теплопроводностью среды; β_t – связан с потерями на трение при турбулентном потоке.

Эти коэффициенты рассчитываем [2, 6] по следующим формулам:

$$\beta_v = [P/(2Sc)] \sqrt{\pi f \mu / \rho} \left[1 + (\gamma - 1) \sqrt{\lambda / (C_p \mu)} \right]; \quad (11)$$

$$\beta_t = 0,875 \psi M P / (2S), \quad (12)$$

где μ , λ и C_p – коэффициенты динамической вязкости, теплопроводности и изобарной теплоемкости отработавших газов; P – периметр трубопровода; γ – показатель адиабаты; ψ – коэффициент, рассчитываемый по формуле:

$$\psi = 0,3164 / Re^{0,25}; \quad (13)$$

здесь Re – число Рейнольдса в трубопроводе:

$$Re = v d \rho / \mu; \quad (14)$$

здесь v – усредненная скорость движения среды в трубопроводе.

На рис. 3 представлены элементы ячейки со скачкообразным расширением и сужением проходного сечения с вставленными в камеру трубопроводами (а и б) и с присоединенными к ней снаружи (в и г).

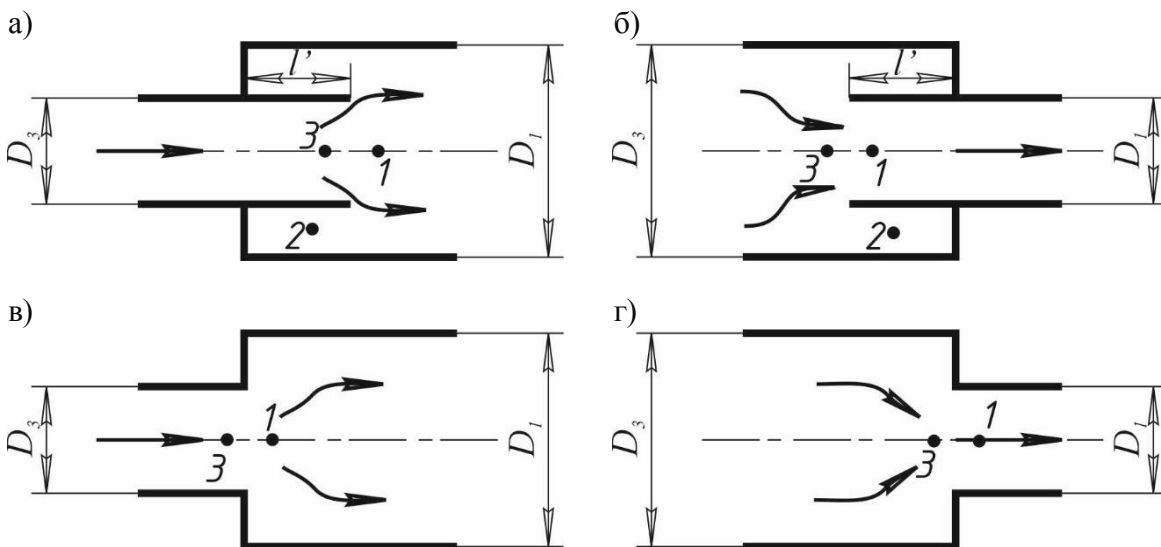


Рис. 3. Схемы типовых элементов камерной ячейки: а) введенный в камеру входной трубопровод; б) введенный выходной трубопровод; в) скачкообразное расширение; г) скачкообразное сужение.

Для введенного в камеру входного трубопровода (рис. 3а) и введенного выходного трубопровода (рис. 3б) коэффициенты матрицы передачи рассчитывают [1] по следующим зависимостям:

$$A_c = 1 - K_{p,c} M_1^2 / E; \quad (15)$$

$$B_c = K_{p,c} Z_1 M_1 / E; \quad (16)$$

$$C_c = F^{-1} [-S_3 (1 - K_{p,c} M_1^2 / E) - C_1 S_1 (1 + (\gamma - 1) K_{p,c} M_1^4 / E) + \\ + C_2 S_2 Z_2 (\gamma - 1) K_{p,c} M_1^3 / (E Z_1)]; \quad (17)$$

$$D_c = F^{-1} [-S_3 (Z_1 K_{p,c} M_1 / E) - (1 - (\gamma - 1) K_{p,c} M_1^2 / E) (C_1 S_1 Z_1 M_1 - C_2 S_2 Z_2)], \quad (18)$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты, зависящие от типа элемента (табл. 1); $E = 1 - M_1^2$; $F = S_3 Z_3 M_3 + C_2 S_2 Z_2 K_{p,c}$ – коэффициенты потерь динамического напора для случая расширения и сужения газового потока соответственно. Индексы при числе Маха M , характеристическом импедансе Z и площади поперечного сечения S совпадают с нумерацией точек в элементах, представленных на рис. 3; Z_2 – входной импеданс тупиковой части камеры с площадью проходного сечения S_2 , где участок трубопровода введен в нее на глубину l' :

$$Z_2 = -j(c(1 - j \beta_{v2}/k)/S_2) \operatorname{ctg}(kl'), \quad (19)$$

$$\text{где} \quad \beta_{v2} = [P_2 / (2cS_2)] \sqrt{\pi f \mu / \rho} \left[1 + (\gamma - 1) \sqrt{\lambda / (C_p \mu)} \right]; \quad (20)$$

здесь $P_2 = P_k + P_t$; P_k и P_t – внутренний периметр камеры и наружный периметр введенного в неё трубопровода.

Таблица 1

Элемент	C_1	C_2
Введенный входной трубопровод	-1	+1
Введенный выходной трубопровод		-1

Коэффициенты потери динамического напора при внезапном расширении газового потока (рис. 3а и 3в) K_p и при внезапном сужении потока (рис. 3б и 3г) K_c определяют по формулам:

$$K_p = (S_k / S_T - 1)^2; \quad (21)$$

$$K_c = (1 - S_T / S_k) / 2, \quad (22)$$

где S_k и S_T – площади проходного сечения камеры и трубопровода соответственно.

Для мест внезапного расширения и сужения потока в ячейке (рис. 3в и 3г) коэффициенты матриц передачи вычисляют [1] по формулам:

$$A_c = 1 - K_{p,c} M_1^2 / E; \quad (23)$$

$$B_c = K_{p,c} Z_1 M_1 / E; \quad (24)$$

$$C_c = (\gamma - 1) K_{p,c} M_1^3 / (E Z_1); \quad (25)$$

$$D_c = 1 - (\gamma - 1) K_{p,c} M_1^2 / E. \quad (26)$$

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ КАМЕРНЫХ ЯЧЕЕК

Расчет камерных ячеек (рис. 1) глушителя шума выпуска с диаметром камеры 80 мм и длиной 200 мм и диаметром входного и выходного трубопроводов 20 мм выполнен при нормальных физических условиях с использованием программного продукта *Mathcad 15* в диапазоне плоских волн до 2500 Гц.

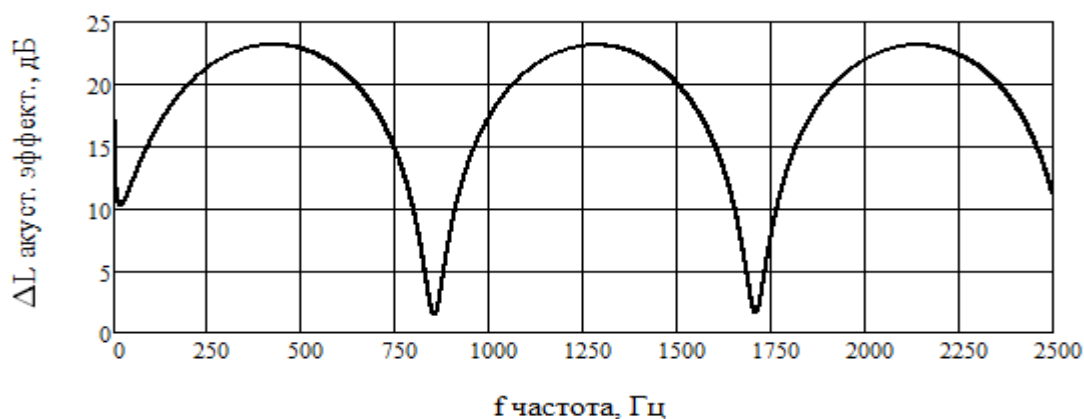


Рис. 4. Акустическая эффективность ячейки 1 (рис. 1) с потерями и потоком ($M = 0,05$ в камере).

Частотная зависимость акустической эффективности (АЭ) камерной ячейки с внешними трубопроводами (рис. 4) при наличии потока с $M = 0,05$ в камере и потерь звуковой энергии носит циклический характер, поднимаясь до 23 дБ на частотах продольных антирезонансов волновых процессов в камере 428,75, 1286 и 2144 Гц и опускаясь до двух децибел на резонансных частотах 857,5 и 1715 Гц, когда на длине камеры укладывается целое число полувольт. При частотах, близких к нулю, АЭ возрастает, вследствие гидравлических потерь в местах скачкообразного изменения проходного сечения при соединении трубопроводов с камерой.

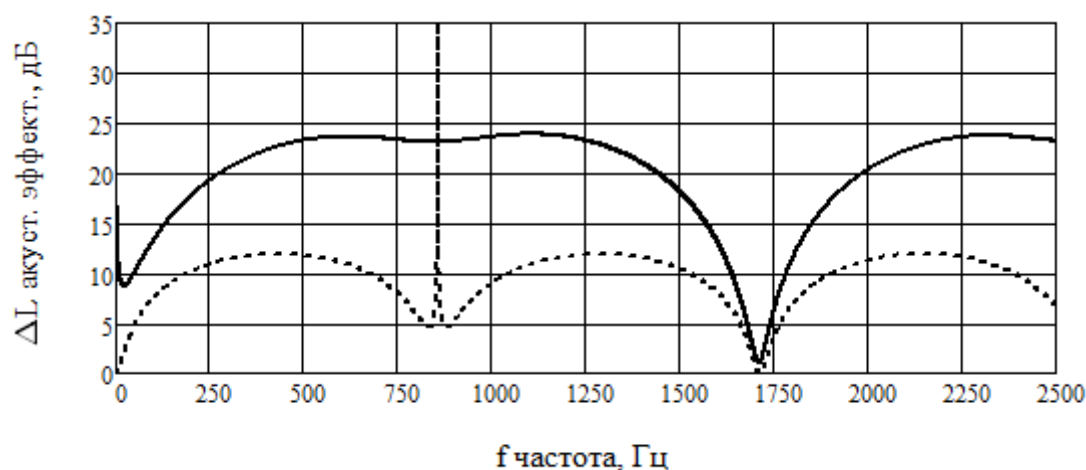


Рис. 5. Акустическая эффективность ячейки 2 (рис. 1) _____ с потерями и потоком ($M = 0,05$ в камере); - - - - без потока.

Введение входного трубопровода в камеру до середины ее длины (рис. 1), где давление при полуволновом резонансе на частоте 857,5 Гц близко к нулю, приводит к явлению почти полного отражения волн от выходного отверстия трубопровода на этой частоте, и акустическая энергия почти не проходит в камеру и не возбуждает эту собственную частоту камеры. Кроме того, между наружной стенкой трубопровода и внутренней стенкой камеры образуется четвертьволновый резонатор, настроенный на ту же частоту 857,5 Гц, при которой его входной импеданс близок к нулю, благодаря чему звуковая энергия, замыкаясь на него, не проходит в камеру и далее в выходной трубопровод. На графике (рис. 5) наблюдается пик подобный увеличению АЭ на частоте 857,5 Гц. В то же время на частоте 1715 Гц в камере возникает продольный двойной полуволновый резонанс, в результате чего у выходного отверстия введенного трубопровода давление

уже не равно нулю, поэтому звуковая энергия входит в камеру, усиливая резонансный процесс, и проходит сквозь нее практически без ослабления, так как расстояние между отверстиями трубопроводов равно половине длины этой волны. На графике наблюдается снижение акустической эффективности до нуля на частоте 1715 Гц.

При наличии воздушного потока с $M = 0,05$ в камере у отверстия введенного трубопровода возникает сопротивление, вызванное потерями при скачкообразном расширении потока, поэтому уже не происходит значительного отражения звуковой энергии от отверстия трубопровода, и она частично проходит в камеру, а затем в выходной трубопровод. Кроме того, часть ее расходуется на подпитку полуволнового продольного резонанса волны в камере, благодаря чему наблюдается некоторое снижение эффективности ячейки на частоте 857,5 Гц (рис. 5). Одновременно возникает увеличение АЭ на малых частотах за счет гидравлических потерь в местах резкого расширения и сужения воздушного потока, а также некоторое повышение (≈ 1 дБ) этой характеристики на частоте 1715 Гц, вследствие дополнительных потерь при турбулентном течении среды.

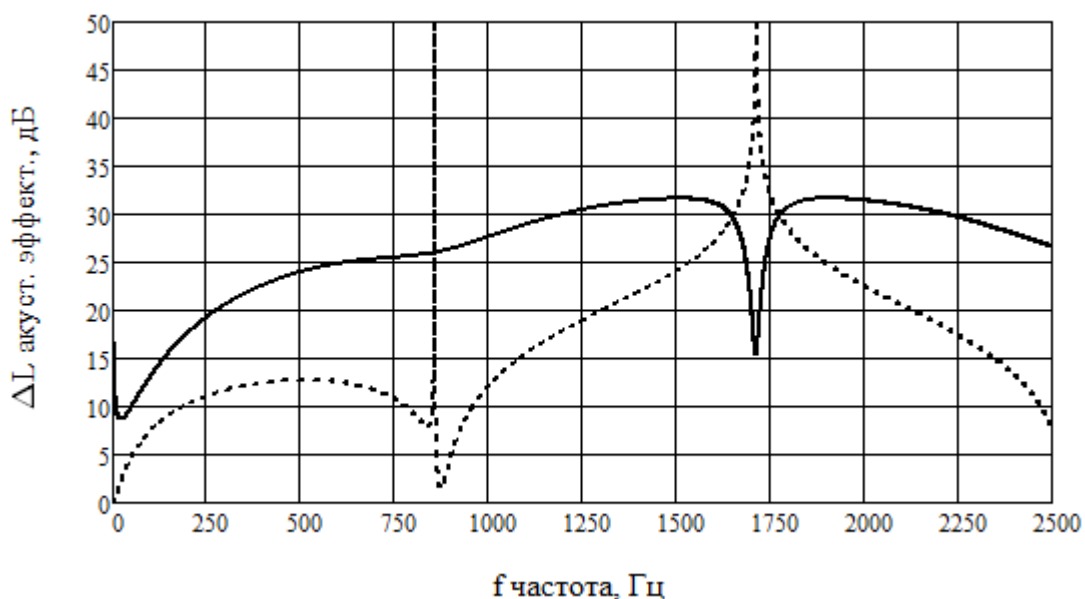


Рис. 6. Акустическая эффективность ячейки 3 (рис. 1) _____ с потерями и потоком ($M = 0,05$ в камере); - - - - без потока.

В целях устранения резкого снижения акустической эффективности на частоте 1715 Гц вследствие двойного полуволнового продольного резонанса среды в камере, в полость ее введен выходной трубопровод на глубину, равную четверти ее длины (рис. 1). Тогда между стенками трубопровода и камеры образуется четвертьволновый резонатор, входной импеданс которого близок к нулю на частоте 1715 Гц, и основная часть акустической энергии замыкается на него, не проходя в выходной трубопровод. При этом у отверстия трубопровода давление на этой частоте в камере близко к нулю, поэтому только незначительная часть акустической энергии поступает на выход ячейки, вследствие чего наблюдается пике подобное возрастание АЭ на этой частоте (рис. 6).

При наложении воздушного потока с $M = 0,05$ в камере возникают гидравлические потери в отверстии выходного трубопровода, и акустические колебания, усиленные двойным полуволновым резонансом в камере, проходят на выход ячейки, резко понижая акустическую эффективность на частоте 1715 Гц (рис. 6). На малых частотах наблюдается некоторое увеличение АЭ за счет гидравлических потерь при расширении и сужении потока.

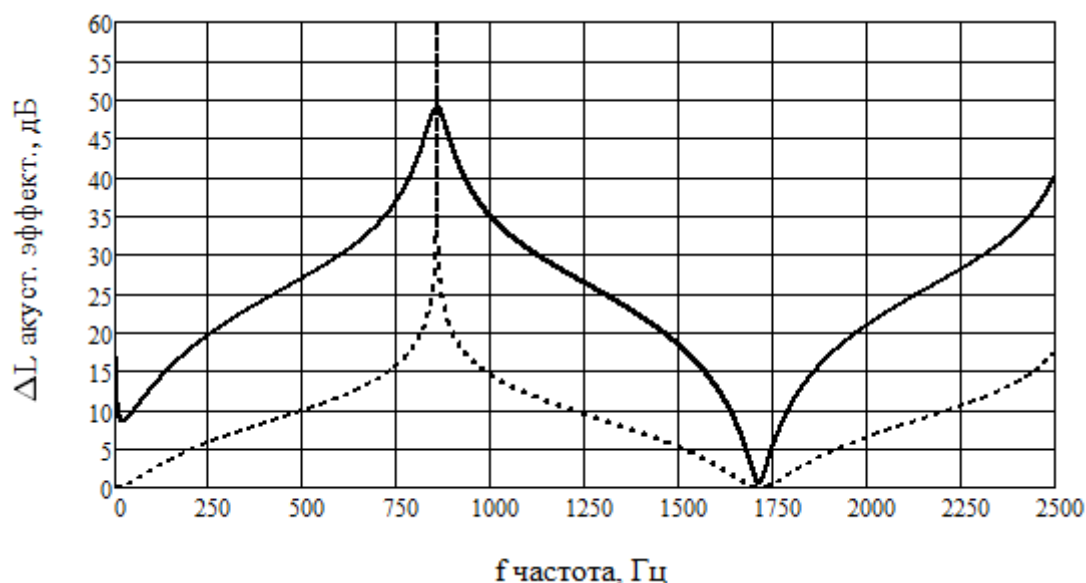


Рис. 7. Акустическая эффективность ячейки 4 (рис. 1) _____ с потерями и потоком ($M = 0,05$ в камере); - - - - без потока.

Для более эффективного подавления полуволнового резонанса в камере оба трубопровода введены до середины ее длины на разных уровнях (рис. 1). Между стенками трубопроводов и камеры образовалось два четвертьволновых резонатора, входной суммарный импеданс которых в два раза меньше импеданса каждого из них в отдельности и снизился практически до нуля на частоте 857,5 Гц. Кроме того, расположение отверстий трубопроводов в зоне нулевого давления в камере на этой частоте сводит к минимуму прохождение акустической энергии на выход ячейки и вызывает пике подобный подъем АЭ (рис. 7). На частоте 1715 Гц входной импеданс образованных четвертьволновых резонаторов стремится к бесконечности, так как их длина уже соответствует половине длины этой волны, и они практически полностью отражают акустическую энергию, которая проходит на выход ячейки без ослабления. На этой частоте наблюдается на графике нулевое значение АЭ.

Введение воздушного потока с $M = 0,05$ в камере приводит к появлению гидравлических потерь в отверстиях трубопроводов, благодаря чему их концевой импеданс уже не близок к нулю, и акустическая энергия, усиленная полуволновым резонансом камеры, частично проходит на выход ячейки на частоте 857,5 Гц, понижая АЭ до 49 дБ и расширяя околорезонансную область заглушения звука. Одновременно наблюдается повышение акустической эффективности на малых частотах и незначительно на частоте 1715 Гц за счет гидравлических и турбулентных потерь в ячейке (рис. 7).

Анализ результатов проведенных исследований акустической эффективности рассмотренных конструкций камерной ячейки показывает, что последние две конструкции ячейки с введенными в камеру трубопроводами обладают сравнительно высокой акустической эффективностью в широком диапазоне частот при наложении газового потока, что позволяет рекомендовать их для использования в глушителях шума выпуска двигателей внутреннего сгорания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных исследований изучено влияние различных конструкций камерной ячейки глушителей шума на ее акустическую эффективность в зависимости от частоты звука. Показано, что введение входного и выходного трубопроводов в камеру на половину ее длины, а также одновременное введение входного трубопровода на по-

ловину и выходного на четверть ее длины позволяет получить высокие значения акустической эффективности камерной ячейки в широком диапазоне частот. Таким образом, полученные результаты исследования позволят проектировщику синтезировать камерные ячейки, обладающие необходимой акустической эффективностью в заданном частотном диапазоне, и могут быть использованы при разработке глушителей шума выпуска двигателей внутреннего сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. M.L. Munjal, *Acoustics of Ducts and Mufflers*. – N.Y.: Wileyintersscience, 1987. – 328 p.
2. Комкин А.И., Тупов В.В. К расчету акустических характеристик глушителей шума // Вестник МГТУ. Серия Машиностроение. 1994. № 3. С. 118-124.
3. E. Skudrzyk, *The Foundations of Acoustics. Basic Mathematics and Basic Acoustics*. Springer–Verlag. Wien, New York. 1971. 920 p.
4. Кулькина В.А., Тупов В.В. Оценка акустической эффективности реактивных глушителей шума автомобилей. Обзор. Акустика среды обитания: сборник трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2018. С. 144 - 147.
5. Кондрашов В.М., Григорьев Ю.С., Тупов В.В. и др. Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания, – М.: изд. Машиностроение, 1990. – 272 с.
6. Дубская Н.А., Тупов В.В. Расчет акустической эффективности глушителя шума выпуска микролитражного ДВС. Акустика среды обитания: сборник трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2018. С. 72 - 77.
7. V.V. Tupov, The Calculation of Channel End Hole Reflection Ratio Without a Flange // Conference Proceedings “International Scientific and Practical Conference “Modeling in Education 2019”. Vol. 2195, 2019. P. 020034-1 – 020034-5.
8. Комкин А.И., Быков А.И., Миронов М.А. Акустическое сопротивление отверстия при высоких уровнях звукового давления. Акустический журнал. 2018. – Т. 64, № 5. - С. 562-565.
9. Комкин А.И., Быков А.И., Миронов М.А. Инерционная присоединенная длина отверстия при высоких уровнях звукового давления. Акустический журнал. 2018. – Т. 64, № 3. - С. 296 - 301.

ПЕРЕДАЧА ВИБРАЦИИ РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА ПО КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЯ

М. Е. Московец¹, Н.Г. Канев^{1,2}

¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

²Акустический институт им. акад. Н.Н. Андреева, г. Москва

E-mail: ambernebula@icloud.com

Рассмотрена проблема передачи вибрации рельсового транспорта по конструкции здания от фундамента по этажам вверх. Приведены результаты измерений параметров вибрации на фундаменте и на межэтажных перекрытиях, возбуждаемых движением поездов метрополитена и трамваев. Показано, что значительное влияние на колебания перекрытий оказывают резонансные явления. Проведено сравнение особенностей распространения вибрации по конструкции виброизолированного здания. Полученные данные полезны для прогноза вибрационного воздействия в зданиях, расположенных вблизи источников вибрации, а также для проектирования виброзащитных мероприятий.

Ключевые слова: вибрация, виброизоляция, рельсовый транспорт

ВВЕДЕНИЕ

Линии метрополитена, трамвайные и железнодорожные пути являются источниками повышенной вибрации в зданиях, расположенных вблизи рельсового транспорта. Зачастую тоннели метрополитена прокладываются на небольшой глубине в несколько метров и на небольшом расстоянии от зданий, что приводит к значительному вибрационному воздействию на конструкцию зданий. Движение поездов вызывает вибрации грунта, которые распространяются в его толще, далее передаются на фундамент здания и распространяется по его конструкции [1].

Для снижения вибрационного воздействия используются различные мероприятия по виброизоляции строения железнодорожных путей или виброзащите зданий [2,3]. Наиболее распространенное решение по виброизоляции зданий – применение дискретного или сплошного упругого слоя между подземной его частью и массивом грунта. Очевидно, что наличие такого слоя существенно влияет на колебания конструкций здания. Данные о распространении вибрации по зданию особенно необходимы при прогнозировании вибрационного воздействия в проектируемых зданиях и разработке решений по виброзащите.

Расчет параметров вибрации в проектируемом здании проводится с помощью известных экспериментальных данных с использованием частотнозависимых коэффициентов передачи вибрации с грунта на фундамент и по конструкции здания [4]. Для надежного прогноза требуется большой массив информации, учитывающий взаимное расположение источника вибрации и зданий, их конструктивные особенности. В настоящей работе приводятся результаты натурных измерений вибрации рельсового транспорта на фундаменте и межэтажных перекрытиях монолитно-каркасных строений. Отметим, что данная работа является продолжением экспериментальных исследований передачи вибраций железнодорожного транспорта в здания и их дальнейшего распространения по его конструкции [5,6].

1. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Измеряемой величиной является виброускорение поверхности ограждающей конструкции: межэтажного перекрытия или фундамента. Колебания конструкций в вертикальном направлении, т.е. вдоль нормали к поверхности, имеют значительно большие амплитуды по сравнению с колебаниями в горизонтальных направлениях, т.е. в двух вза-

имно перпендикулярных направлениях вдоль поверхности. Поэтому далее рассматриваются колебания конструкций только в вертикальном направлении. Согласно [5] параметром, используемым для оценки вибрации в зданиях, является среднее квадратическое значение виброускорения, вычисляемое за временной интервал 1 с, и его логарифмический уровень. Современное измерительное оборудование позволяет записывать этот и другие параметры вибрации достаточно часто, что дает возможность проводить подробный анализ изменения вибрации в зданиях при прохождении поездов в его непосредственной близости. Наглядная иллюстрация этого процесса дается с помощью виброграмм – графиков зависимости уровня виброускорения от времени. На рис. 1 приведены примеры записанных в двух точках виброграмм для уровня виброускорения в октавной полосе со среднегеометрической частотой 63 Гц. Длительность приведенных фрагментов составляет 20 мин, в течение которых зафиксировано 5 проездов поездов метрополитена, каждому из которых соответствует пик на виброграмме. Фоновое значение уровня виброускорения составляет около 60 дБ, во время проезда уровень виброускорения достигает 74–84 дБ, поэтому влиянием фоновой вибрации можно пренебречь. Максимальное значение, зафиксированное во время каждого проезда, является измеренным параметром вибрации для этого проезда.

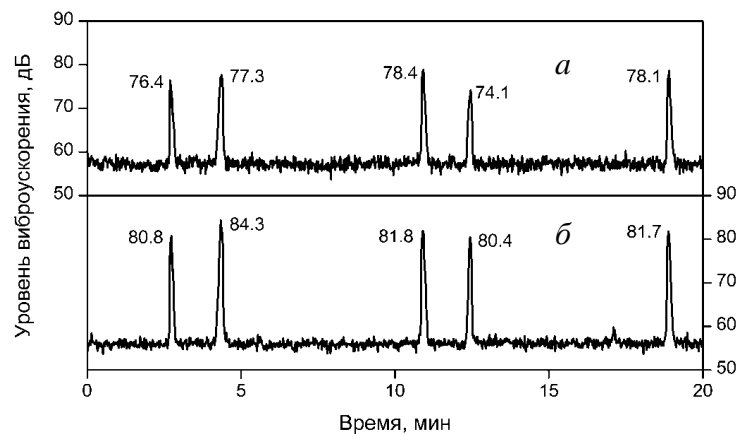


Рис. 1. Примеры виброграмм – записей уровня виброускорения в октавной полосе 63 Гц на фундаментной плите (а) и на межэтажном перекрытии (б)

Очевидно, что по ряду причин уровни виброускорения для разных проездов имеют различные значения, поэтому для корректной оценки передачи вибрации производятся синхронные измерения в двух или нескольких точках. Это позволяет исключить влияние неопределенности, связанной с источником вибрации. На рис. 1 приведены синхронные виброграммы, записанные на фундаментные здания и на одном из его межэтажных перекрытий. Дальнейшая оценка связи вибрации на фундаменте и перекрытии проводится с помощью разницы между измеренными уровнями виброускорения для каждого проезда.

2. ВЛИЯНИЕ РЕЗОНАНСОВ ПЕРЕКРЫТИЯ

Некоторые элементы конструкции здания, в первую очередь, межэтажные перекрытия, способны усиливать вибрацию из-за резонансных колебаний. Железобетонные плиты перекрытий имеют первую резонансную частоту изгибных колебаний в диапазоне от 10 до 30 Гц в зависимости от размеров и изгибной жесткости. На этих частотах амплитуда колебаний плит перекрытий значительно выше амплитуды колебаний фундаментной плиты.

Рассмотрим пример здания, которое подвергается воздействию сразу двух типов рельсового транспорта: трамвая и поездов метрополитена, при этом транспортные линии расположены с разных сторон. Источники вибрации – трамвайные линии, расположены

на поверхности грунта и вблизи поверхности грунта – тоннели метрополитена, поэтому возбуждают в грунте поверхностные акустические волны, интенсивность которых ослабляется с глубиной, что учитывалось при проектировании виброизоляции здания. Это ослабление является значительным, поскольку фундаментная плита находится ниже поверхности грунта примерно на 10 м, поэтому виброизолирующий слой применялся только по периметру стен, расположенных ниже уровня поверхности.

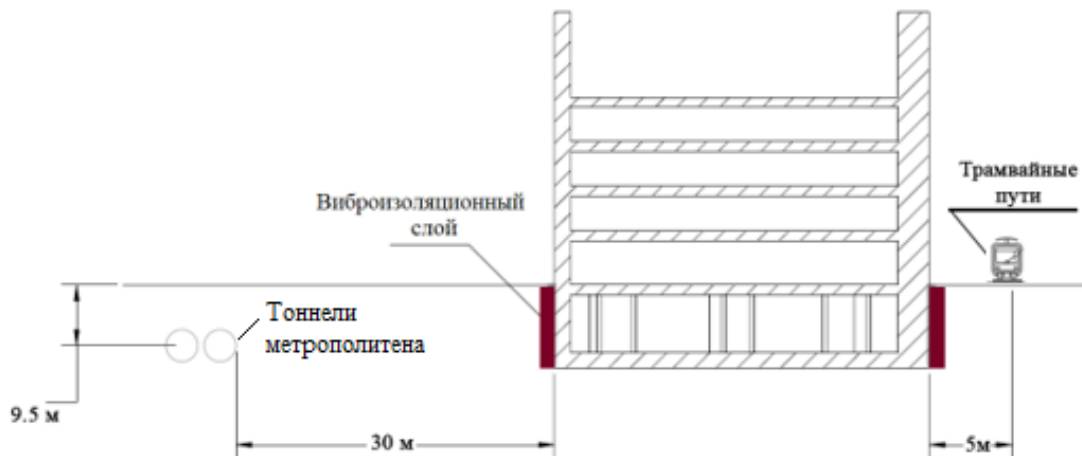


Рис. 2. Принципиальная схема виброизолированного здания и расположения источников вибрации

Рассмотрим передачу вибрации с поверхности фундаментной плиты на перекрытия второго этажа здания. Для характеристики передачи вибрации с фундаментной плиты на межэтажные перекрытия применяется коэффициент передачи

$$K = L_1 - L_2 \quad (1)$$

где L_1 – уровень виброускорения на межэтажном перекрытии, а L_2 – уровень виброускорения на фундаментной плите.

На рис. 3 приведены спектры вибрации, вызванной движением поездов метрополитена, на фундаментной плите и на перекрытии второго этажа, а также коэффициент передачи K . Полученные графики демонстрируют увеличение коэффициента передачи, который достигает 16 дБ на частотах 20-25 Гц.

Для оценки резонансных частот плиты перекрытия измерен отклик плиты на импульсное воздействие в вертикальном направлении на ее поверхность. На рис. 4а приведена запись реакции плиты на импульсное воздействие, на рис. 4б – спектр отклика. Максимумы спектра, т.е. первые резонансные частоты изгибных колебаний, находятся в диапазоне 20-30 Гц.

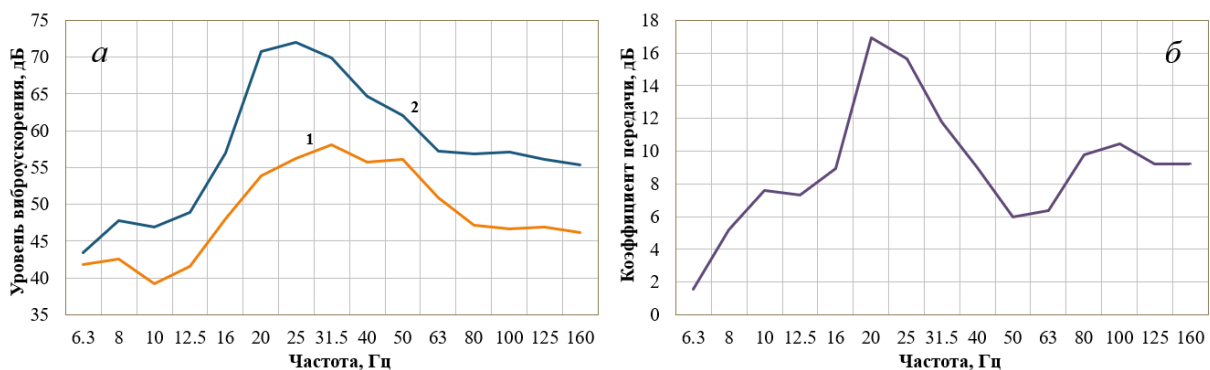


Рис. 3. Уровни виброускорения в здании (а) на фундаментной плите (1) и на перекрытии второго этажа (2) от движения метropоездов и коэффициент передачи вибрации (б)

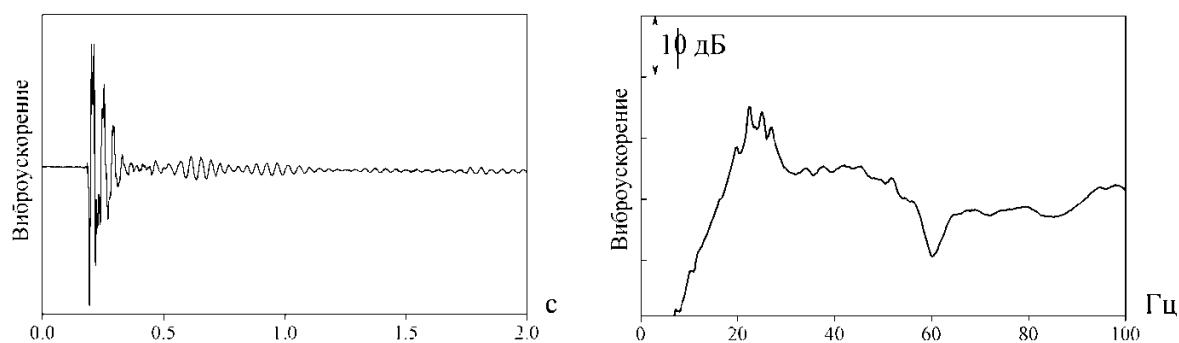


Рис. 4. Отклик плиты перекрытия второго этажа на импульсное воздействие (а) и спектр отклика (б)

Помимо того, здание подвержено негативному вибрационному воздействию от трамвайных путей, находящихся с противоположной относительно метрополитена стороны здания (рис. 2). В этом случае полученные спектры вибрации также свидетельствуют о том, что возникающее явление резонанса перекрытий усиливает вибрацию в диапазоне, характерном для собственных частот конструкций здания.

Полученные графики уровней виброускорения и коэффициента передачи демонстрируют (рис. 5), что наблюдается значительное усиление вибрации в диапазоне частот от 20 до 31.5 Гц. Для получения более полной картины был также подробно измерен отклик плиты перекрытий на импульсное воздействие по вертикальной оси. На рис. 6а приведена запись реакции плиты на импульсное воздействие, на рис. 6б – спектр отклика. Измеренные значения позволили установить диапазон максимумов спектра, которые указывают на первые резонансные частоты изгибных колебаний. Согласно графику спектра отклика, резонанс перекрытий достигается в диапазоне от 20 до 30 Гц. При этом добротность перекрытия четвертого этажа оказалась выше, чем добротность перекрытия второго этажа (рис. 4б и 6б).

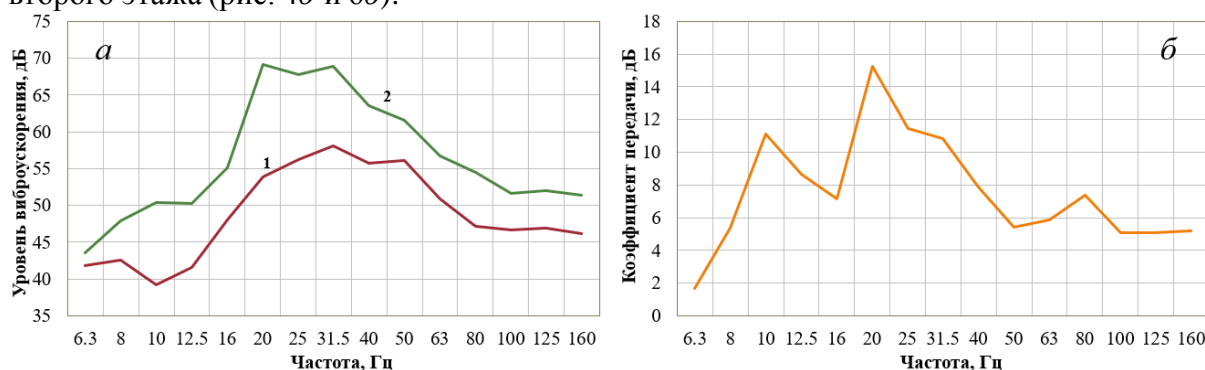


Рис. 5. Уровни виброускорения в здании (а) на фундаментной плите (1) и на перекрытии четвертого этажа (2) от движения трамваев и коэффициент передачи вибрации (б)

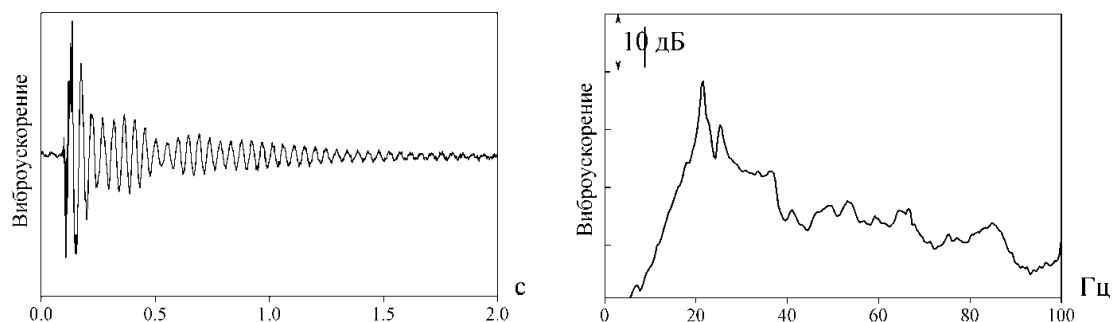


Рис. 6. Отклик плиты перекрытия четвертого этажа на импульсное воздействие (а) и спектр отклика (б)

Отметим, что вибрации рельсового транспорта в рассмотренном примере передаются через фундаментную плиту, лежащую непосредственно на уплотненном грунте. Связь с грунтом в значительной степени ограничивает колебания плиты, поэтому наблюдается существенная разница в интенсивности колебаний фундаментной плиты и перекрытий. Это явление хорошо согласуется с известными результатами [6,8] и используется в нормативной документации [4].

3. ПЕРЕДАЧА ВИБРАЦИИ В ВИБРОИЗОЛИРОВАННОМ ЗДАНИИ

В другом примере подземная часть здания полностью отделена от грунта слоем упругого материала (рис. 7). Фундаментная плита заложена на глубине 7 метров ниже уровня поверхности. Источником вибрации являются тоннели метрополитена мелкого заложения на глубине 10.9 м, находящихся в непосредственной близости от здания: в плане расстояние между зданием и тоннелями составляет около 7 м.

Измерения вибрации, вызванной движением поездом метрополитена, проведены на фундаментной плите и на перекрытиях -1, 1, 2 этажей. Измерения подведены синхронно на плите и на каждом перекрытии, поэтому коэффициент передачи (1) для каждого перекрытия рассчитывается по одним и тем же проездам. На рис. 8 приведены спектры виброускорения на различных этажах здания и фундаментной плите, а также график коэффициентов передачи вибрации с фундаментной плиты по этажам.

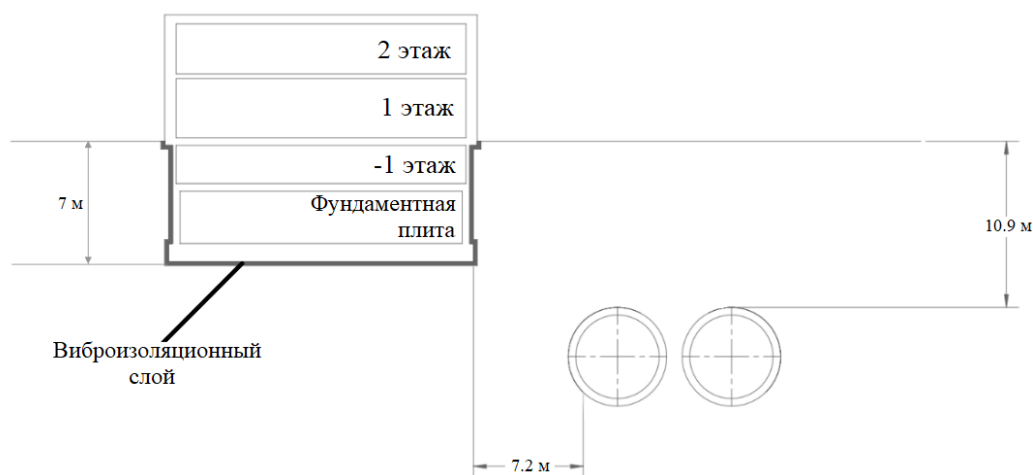


Рис. 7. Принципиальная схема виброизоляции здания

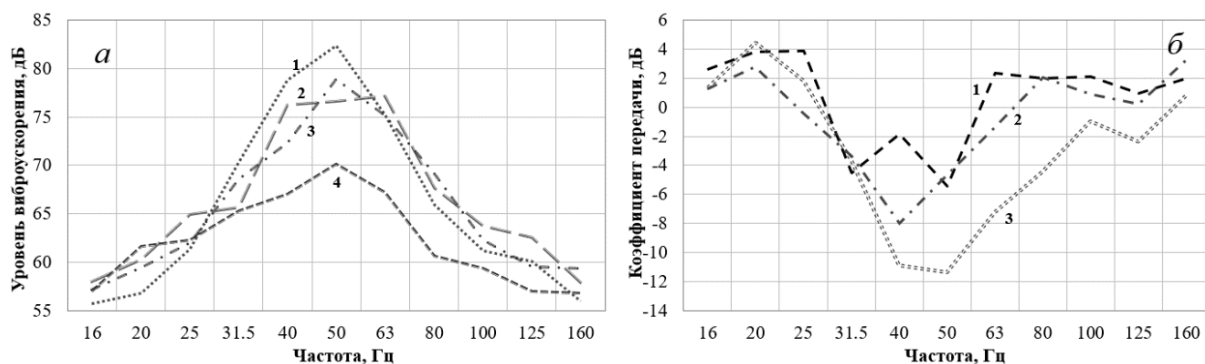


Рис. 8. Уровни виброускорения в здании (а) на фундаментной плите (1), перекрытиях минус первого (2), первого (3) и второго (4) этажей и коэффициенты передачи вибрации (б) на минус первый (1), первый (2) и второй (3) этажи

В рассматриваемом случае наибольший уровень виброускорения (рис. 8а) отмечен на фундаментной плите (1). При этом вибрация затухает при распространении по этажам вверх в основном диапазоне частот от 31.5 до 63 Гц. Наименьший уровень виброускорения измерен на втором этаже здания.

Коэффициент передачи вибрации (рис. 8б) позволяет оценить, насколько снижается вибрация при распространении по зданию. Значения коэффициента передачи вибрации на основных частотах имеют отрицательное значение в отличие от первого примера (рис. 3б и 5б). Это связано с тем, что фундаментная плита лежит на виброизолирующем слое, т.е. на более податливом основании по сравнению с грунтом в первом примере, поэтому амплитуда ее колебаний оказывается значительно выше. По этой причине коэффициенты передачи вибрации от фундамента на этажи в зданиях с виброизолированным фундаментом отличаются от рекомендованных в нормативной литературе [4], что необходимо учитывать при разработке решений по виброизоляции.

Также полученные коэффициенты передачи позволяют оценить степень затухания вибрации при переходе от этажа к этажу. Максимум спектра вибрации находится в диапазоне 40-63 Гц (рис. 8а). На этих частотах разность уровней виброускорения на -1 и 2 этажах составляет 6-9 дБ, поэтому ослабление на каждый этаж составляет 3-4,5 дБ, что согласуется с рекомендациями, приведенными в [9].

4. КОЛЕБАНИЯ ПЛИТЫ ПЕРЕКРЫТИЯ

Колебания плит перекрытий неравномерны по поверхности из-за того, что спектр вибрации, создаваемой рельсовым транспортом, находится в частотном диапазоне первых резонансов изгибных колебаний плиты. Как правило, внешние вибрации возбуждают несколько первых резонансов плит перекрытия, при этом амплитуда колебаний на резонансной частоте обратно пропорциональна квадрату ее номера [10], поэтому колебания с наибольшей амплитудой наблюдаются на первой резонансной частоте, что косвенно подтверждается результатами измерений, приведенных выше (рис. 4б и 6б). В связи с этим максимальная амплитуда колебания плиты наблюдается в районе ее геометрического центра, а минимальная – по краям.

Для оценки неравномерности колебаний на поверхности плиты межэтажного перекрытия проведены измерения виброускорения в ее центре и около несущей колонны в здании, приведенном на рис. 7. На рис. 8 приведена разность этих измерений для перекрытий первого и второго этажей. Первая резонансная частота плиты находится в треть-октавной полосе 31.5 Гц, разность на этой частоте достигает 14 дБ. Также отметим, что на первом этаже также проявились резонансные колебания на более высоких частотах. Вне резонансных частот неравномерность колебаний на поверхности плиты составляет примерно 3 дБ.

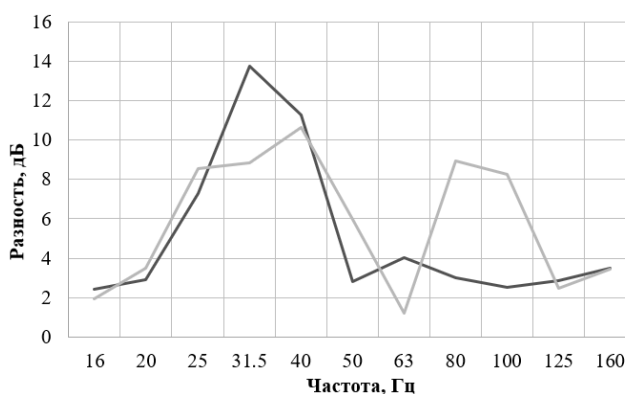


Рис. 9. Разность между уровнями виброускорения, измеренными в центре плиты перекрытия и около несущей колонны, на первом (1) и втором (2) этажах

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализированы результаты натурных измерений вибрации рельсового транспорта в зданиях. Получены коэффициенты передачи вибрации с фундамента здания на межэтажные перекрытия. Особенностью исследования является синхронное измерение на фундаменте и перекрытиях, что позволяет исключить неопределенность, связанную с разбросом параметров вибрации для разных проездов поездов.

Рассмотрено два типа здания: с фундаментной плитой, лежащей на грунте, и с виброизоляционным слоем между фундаментом и грунтом. Связь с грунтом в значительной степени ограничивает колебания плиты, поэтому наблюдается существенная разница в интенсивности колебаний фундаментной плиты и перекрытий в двух зданиях. В обоих случаях наблюдается увеличение амплитуды колебаний перекрытий на резонансных частотах изгибных колебаний, которые определены по результатам измерения отклика плиты на импульсное воздействие в вертикальном направлении на ее поверхность.

Также установлено, что вибрация ослабляется при распространении по этажам вверх на 3–4 дБ на этаж, а неравномерность уровня вибрации на поверхности плиты перекрытия, определяемая собственными изгибными колебаниями плиты, может достигать 14 дБ.

Полученные данные могут использоваться для прогноза вибрационного воздействия и проектирования виброзащитных мероприятий для зданий аналогичной конструкции, расположенных в зоне влияния рельсового транспорта.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ Р ИСО 14837-1-2007. Вибрация. Шум и вибрация, создаваемые движением рельсового транспорта.
2. СП 23-105-2004. Оценка вибрации при проектировании, строительстве и эксплуатации объектов метрополитена.
3. Канев Н.Г. Оптимизация решений по защите зданий от вибрации метрополитена // Подземные горизонты. 2019. № 22. С. 33-35.
4. СП 441.1325800.2019. Защита зданий от вибрации, создаваемой железнодорожным транспортом. Правила проектирования.
5. ГОСТ 31191.1-2004. Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования.
6. Московец М.Е., Канев Н.Г. Оценка передачи вибрации рельсового транспорта с грунта на фундамент здания // Сборник трудов IV всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 24 мая 2019, г. Москва. С.142-149.
7. Московец М.Е., Канев Н.Г. Негативное влияние конструкции плавающего пола при вибрационном воздействии в зданиях // Сборник трудов XXXII сессии Российского акустического общества, 14-18 октября 2019, г. Москва. С. 1449-1454.
8. Hanson C. E., Towers D. A., Meister L. D. Transit Noise and Vibration Impact Assessment // U.S. Department of Transportation Federal Transit Administration. 2006.
9. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. Логос. М., 2016.
10. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. Машиностроение. М., 1985.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИССИПАТИВНЫХ ГЛУШИТЕЛЕЙ СЛОЖНЫХ ФОРМ

А.Б. Мухаметов, А.А. Тараторин

НИИ «МЭИ», г. Москва

E-mail: MukhametovAB@mpei.ru, TaratorinAA@mpei.ru

В статье представлены результаты акустического расчета распространения шума от осевых тягодутьевых машин конденсационной электростанции мощностью 2480 МВт, работающей на Экибастузском угле. Описана возможность применения пластинчатых диссипативных глушителей. Выполнен анализ эффективности диссипативных глушителей со звукопоглощающими материалами различной плотности (от 25 до 100 кг/м³) на основе экспериментальных данных. Представлены результаты расчёта удельной акустической эффективности пластинчатых глушителей, полученные при помощи энергетической теории затухания шума для звукопоглощающих материалов различной плотности. Представлены графические зависимости удельного затухания шума в каналах пластинчатых диссипативных глушителей различной толщины для среднегеометрических частот 31,5–8000 Гц. Впервые предложена и проанализирована возможность использования пластинчатых диссипативных глушителей переменного сечения для снижения шума газовоздушных трактов энергетических установок. Рассмотрены различные формы пластинчатых глушителей переменного сечения. Для расчётов удельного снижения шума глушителями переменного сечения использованы данные, полученные при анализе звукопоглощающих материалов различной толщины и плотности. Получены зависимости изменения удельного снижения шума и длины глушителей для рассматриваемой ТЭС от толщины выходной кромки пластин. Показано, что использование предложенных диссипативных глушителей в сочетании с клиновидными выходными обтекателями позволяет снизить аэродинамическое сопротивление глушителей. Представлены результаты математического моделирования течения потока газов в глушителях различного сечения. Выполненные исследования показали, что существует оптимальное значение отношения толщин выходной и входной кромок.

Ключевые слова: шум ТЭС, пластинчатые глушители шума, аэродинамическое сопротивление, математическое моделирование.

ВВЕДЕНИЕ

Шум оказывает комплексное негативное воздействие на организм человека и сравнивается с такими явлениями, как разрушение озонового слоя и кислотные дожди [1]. На сегодняшний день в России тепловые электростанции (ТЭС) являются основным источником электрической, а в крупных городах и тепловой энергии. Наряду с другими видами воздействия на окружающую среду, ТЭС вносят вклад в шумовое загрязнение городов и мест длительного пребывания людей. Акустическое воздействие ТЭС определяется составом оборудования и технологией производства энергии. Шум от объектов теплоэнергетики может иметь различные частотные и временные характеристики [2].

На энергоблоках мощностью 300 МВт и более для обеспечения работы энергетических паровых котлов устанавливаются осевые тягодутьевые машины (ТДМ): дымососы – для удаления продуктов сгорания через дымовую трубу в атмосферу и дутьевые вентиляторы – для подачи воздуха в котёл. Уровень звуковой мощности таких машин достигает до 150 дБ [3].

Тягодутьевые машины являются источниками постоянного шума для прилегающих к ТЭС территорий и во многих случаях являются причиной превышения санитарных норм по фактору акустического воздействия в окружающем районе [2]. Шум от тягодутьевых машин имеет в основном аэродинамическую природу, а особенность шума осевых дымососов и дутьевых вентиляторов заключается в наличии тональных составляющих в спектре [4].

Шум излучается в окружающую среду от воздухозаборных окон и устьев дымовых труб, причём независимо от высоты дымовой трубы шум беспрепятственно распространяется на прилегающей территории, поскольку трубы ТЭС, как правило, выше окружающих их зданий и сооружений [1].

1. ШУМ ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН ТЭС И СПОСОБЫ БОРЬБЫ С НИМ

В расчётах использована модель конденсационной электростанции мощностью 2480 МВт, работающей на Экибастузском угле, на каждом блоке которой установлены два дымососа марки ДОД-43-500 и два дутьевых вентилятора марки ВДОД-31,5-С. Шумовые характеристики источников приняты по каталогам производителей. Для выполнения акустических расчетов использована специализированная программа, позволяющая проводить расчёты согласно требованиям стандарта [5]. Расчетные точки выбраны по направлениям сторон света на расстоянии 1000 м от границ территории ТЭС согласно требованиям СанПиН [6]. Карта распространения шума от тягодутьевых машин рассматриваемой ТЭС приведена на рис.1.

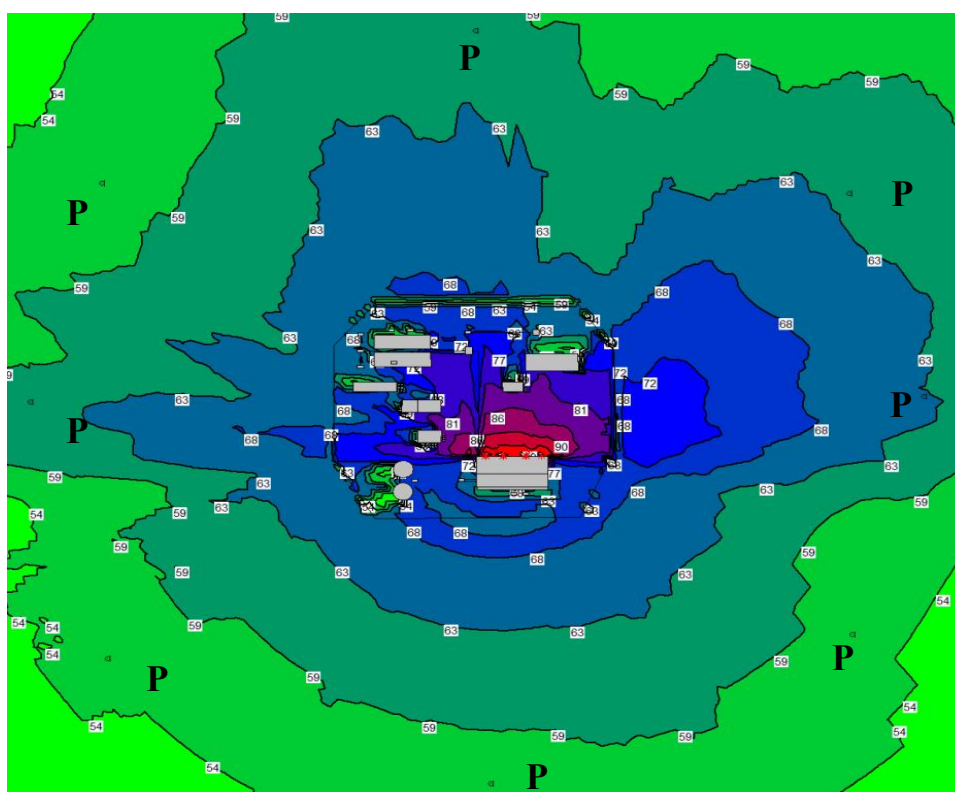


Рис. 1. Изолинии распространения шума осевых ТДМ

По результатам расчетов получено, что без применения специальных мер по шумоглушению уровень звука может достигать 63 дБА. Превышение уровней звука над нормативными значениями в точках на расстоянии 1000 м доходит до 18 дБА.

Эффективным способом снижения шума тягодутьевых машин является установка абсорбционных (диссипативных) глушителей [4]. Способность снижать шум в абсорбционных глушителях основана на преобразовании звуковой энергии в тепловую при взаимодействии звуковых волн со звукопоглощающим материалом [1]. Абсорбционные глушители отличаются друг от друга расположением звукопоглощающего материала по сечению канала: трубчатые, цилиндрические, кулисные, сотовые и пластинчатые глушители.

Наиболее широко для снижения шума газоздушных трактов котельных агрегатов используются пластинчатые глушители [4]. Такой глушитель представляет собой ряд

параллельных пластин, заполненных звукопоглощающим материалом и разбивающих канал на несколько параллельных каналов. Расстояние между крайними пластинами и стенкой канала равно половине расстояния между пластинами. Пластины располагаются на равном расстоянии друг от друга [7].

На рис. 2 представлена схема пластины диссипативного глушителя. Основными элементами пластины являются звукопоглощающий материал (ЗПМ), перфорированный лист, предназначенный для защиты звукопоглощающего материала от выдувания, входные и выходные обтекатели, снижающие аэродинамическое сопротивление пластины и элементы, придающие жесткость конструкции: каркасы пластин и кассет.

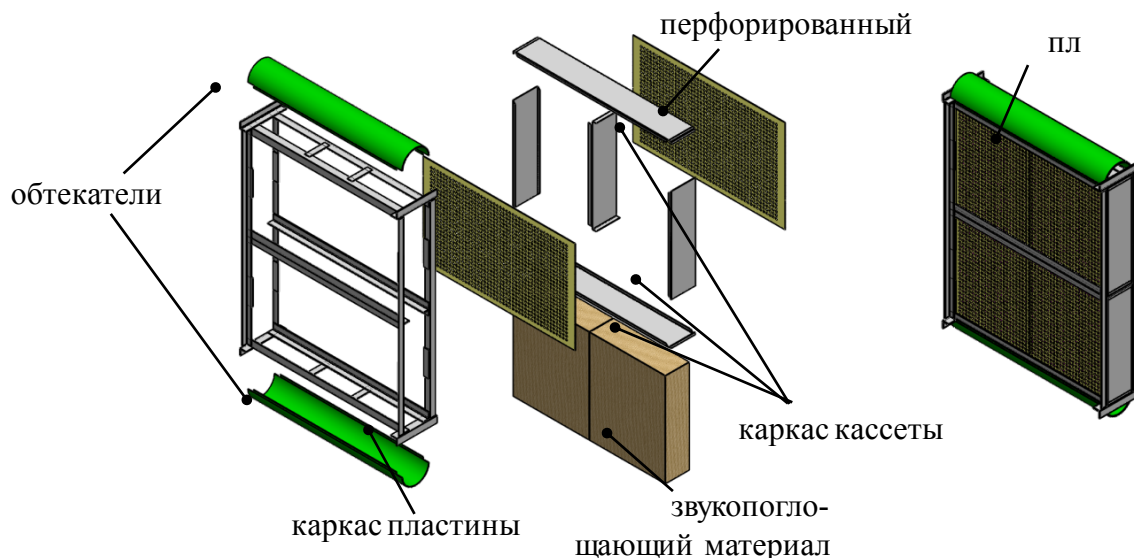


Рис. 2. Пластина диссипативного глушителя

Толщина пластин выбирается исходя из максимума в спектре шума – чем ниже частота заглушаемого звука, тем толще пластины глушителя [8]. При расчете длины пластин необходимо учитывать региональные климатические факторы. Авторами показано [2], что из-за изменений температуры и влажности в течение года изменение превышения может составлять 1,7 дБА. Длина глушителя с учетом поправки c , учитывающей влияние региональных климатических факторов, определяется по следующему выражению:

$$l_{пл} = \frac{\Delta L_{треб} + c}{\Delta L_{уд}}, \quad (2)$$

где $\Delta L_{треб}$ — требуемое снижение шума, дБ; $\Delta L_{уд}$ — удельное снижение шума на единицу длины глушителя, дБ/м; c — поправка на влияние региональных климатических факторов, дБ.

В рассматриваемом случае необходимая длина пластин для воздушного тракта составляет 2100 мм, а для газового – 2830 мм. В дальнейшем для анализа используется глушитель в воздушном тракте.

2. ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДИССИПАТИВНЫХ ГЛУШИТЕЛЕЙ

Основной характеристикой звукопоглощающего материала является коэффициент звукопоглощения, численно равный отношению поглощенной звуковой энергии к

энергии, падающей на материал. Коэффициент звукопоглощения пластинчатых диссипативных глушителей зависит от пористости звукопоглощающего материала, его плотности и толщины. Для целей исследования использованы экспериментальные данные, представленные в [9-11].

В статье [9] приведены зависимости коэффициента звукопоглощения от плотности ЗПМ. Для определения коэффициента использована теория Джонсона-Шампу-Алларда, согласно которой затухание звука в глушителе определяется вязкоинерциальными свойствами пористых звукопоглощающих материалов. С увеличением плотности ЗПМ происходит увеличение сопротивления продуванию пластин, что, в свою очередь, приводит к уменьшению абсолютного значения коэффициента звукопоглощения. Однако область высоких значений резко расширяется в обе стороны. Дальнейшее увеличение плотности ЗПМ ведет к увеличению реактивной составляющей акустического импеданса звукопоглощающего материала и, тем самым, приводит к снижению эффективности в диапазоне низких и средних частот и к некоторому ее повышению на высоких частотах.

В статье [10] приводятся данные о наличии оптимального значения сопротивления продуванию, а, следовательно, и плотности звукопоглощающего материала для заданной толщины поглощающего слоя ЗПМ. В частности, приведены значения оптимального сопротивления продуванию и плотности ЗПМ для супертонкого базальтового волокна толщиной 250 мм. По расчетным данным оптимальная величина объемной плотности для данного звукопоглощающего материала составляет 18-21 кг/м³.

В статье [11] приведены данные о влиянии толщины ЗПМ на акустическую эффективность глушителей. При увеличении толщины пластин область максимального затухания смещается в область более низких частот. Толстые пластины значительно улучшают характеристики глушителя на низких частотах, обеспечивают умеренное затухание звуковой энергии на средних частотах и минимальное на высоких частотах.

Для анализа акустической эффективности в данной статье рассмотрены звукопоглощающие материалы, плотность которых представлена в табл. 1.

Таблица 1. Плотность звукопоглощающих материалов

Вид материала	Плотность, кг/м ³
Супертонкое базальтовое волокно	25
Каменная вата (Акустик Баттс)	60
Минеральная вата	100

Коэффициенты звукопоглощения для каменной ваты приняты по данным завода-изготовителя, для супертонкого базальтового волокна и минеральной ваты — по справочным данным, представленным в [7].

Для расчета удельного затухания шума в пластинчатых диссипативных глушителях использована энергетическая теория затухания шума, согласно которой уровень звуковой мощности в выходном сечении глушителя затухает по экспоненциальному закону. Общее выражение для звуковой мощности в выходном сечении имеет следующий вид:

$$P = P_0 \cdot e^{\frac{-\alpha' \cdot \Pi}{4 \cdot S}}, \quad (2)$$

где P_0 — звуковая мощность во входном сечении, дБ; Π — периметр облицованных стенок, м; S — поперечное сечение канала, м².

Из (2) может быть получена формула для определения затухания в пластинчатом глушителе:

$$\Delta L_{\gamma\delta} = \frac{2,2 \cdot \alpha'}{d_0}, \quad (3)$$

где d_0 — расстояние между пластинами, м; α' — коэффициент звукопоглощения.

По результатам расчётов определено удельное затухание шума в глушителях с пластинами разной толщины и с различными плотностями ρ звукопоглощающих материалов при одинаковом количестве пластин (см. рис. 3-5).

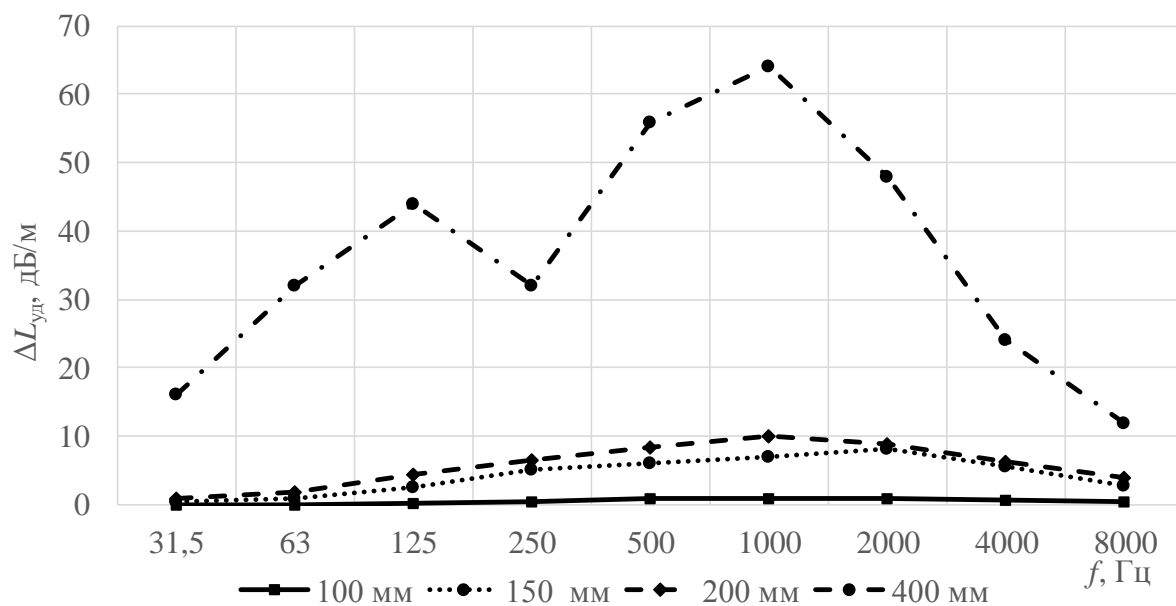


Рис. 3. Затухание шума в пластинчатом глушителе с ЗПМ $\rho=25$ кг/м³

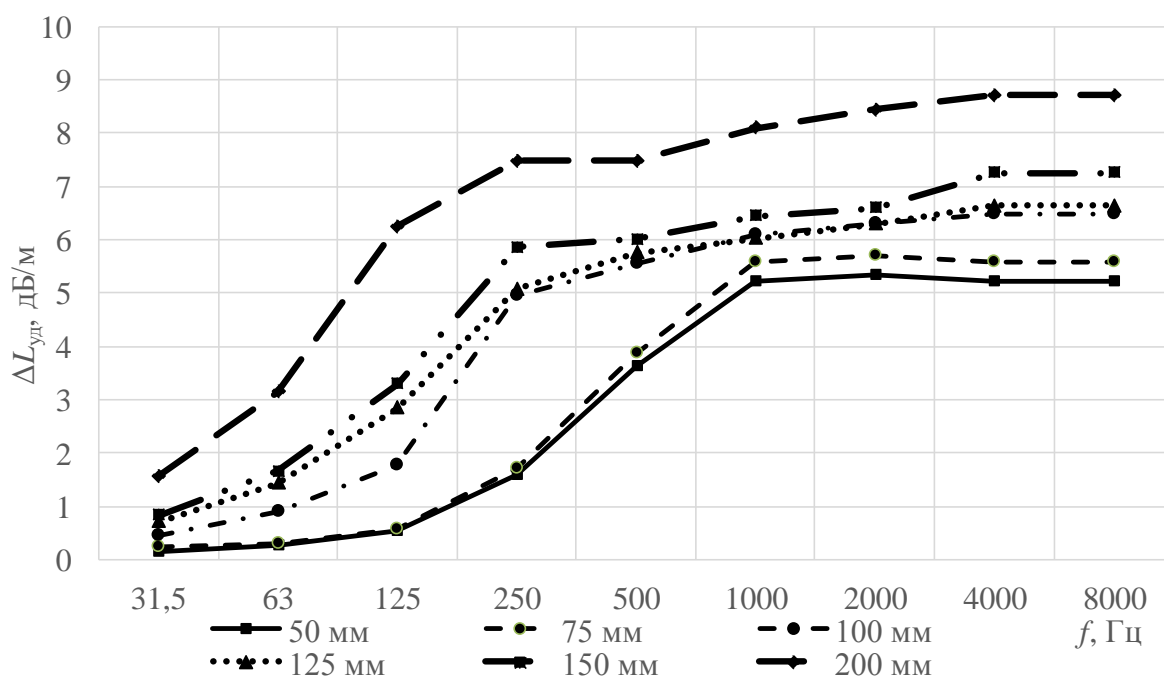


Рис. 4. Затухание шума в пластинчатом глушителе с ЗПМ $\rho=60$ кг/м³

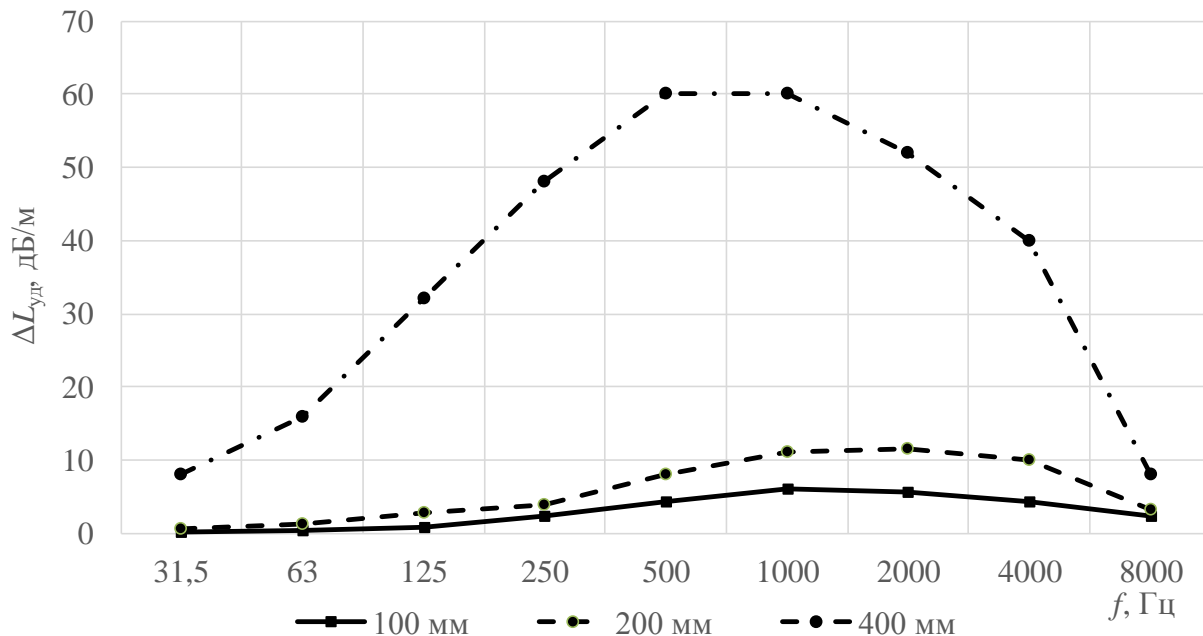


Рис. 5. Затухание шума в пластинчатом глушителе с ЗПМ $\rho=100 \text{ кг/м}^3$

Видно, что эффективность пластинчатых диссипативных глушителей возрастает при увеличении толщины пластин.

На рис. 6 приведена удельная эффективность глушителя с толщиной пластин 200 мм в зависимости от плотности ЗПМ. Для низких частот, а также для частоты 8000 Гц имеется оптимальная величина плотности звукопоглощающего материала (60-65 кг/м^3), при которой акустическая эффективность глушителя максимальна. Для средних частот наблюдается обратная зависимость изменения удельного снижения шума. Для высокой частоты 4000 Гц акустическая эффективность глушителя возрастает во всем диапазоне изменения плотности звукопоглощающего материала.

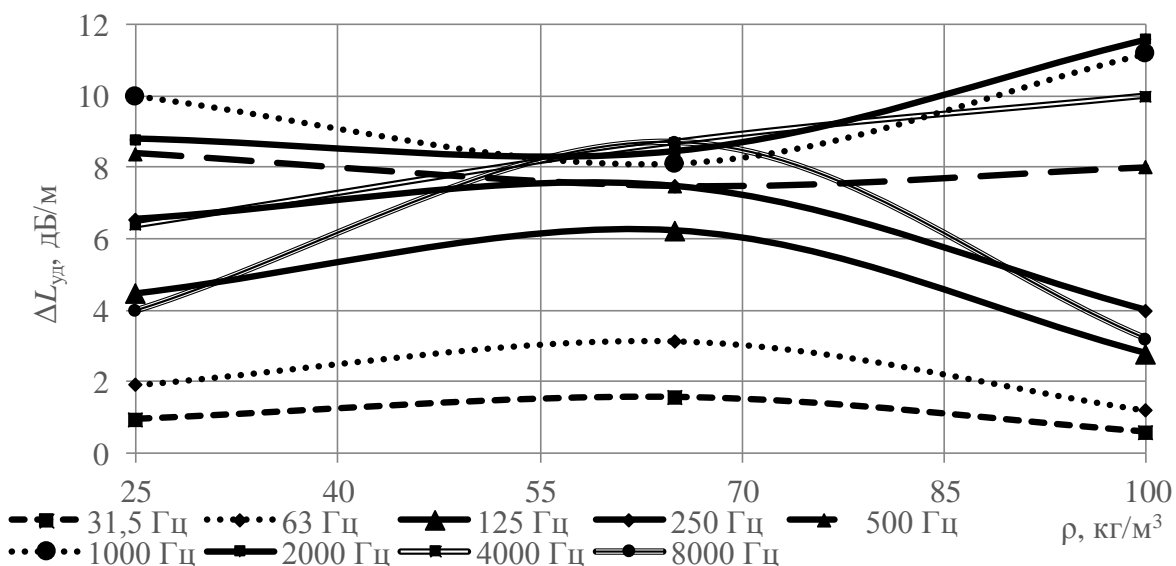


Рис. 6. Удельное затухание шума в пластинчатом глушителе в зависимости от плотности звукопоглощающего материала

Полученные результаты показывают акустическую эффективность пластинчатых диссипативных глушителей от толщины и плотности звукопоглощающего материала и

могут быть использованы при проектировании и изготовлении пластинчатых глушителей для получения максимальной акустической эффективности.

3. СНИЖЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГЛУШИТЕЛЕЙ

Эффективность пластинчатых диссипативных глушителей определяется не только требуемым снижением шума во всем спектре октавной полосы частот, но также минимальным аэродинамическим сопротивлением [3]. Для снижения аэродинамического сопротивления пластин используются различные методы. Как показано в [12], для снижения сопротивления пластин используется установка выходных клиновидных обтекателей (вместо цилиндрических), что позволяет снизить аэродинамическое сопротивление на 10-17 %. Также для снижения сопротивления пластин возможно применение специальных направляющих лопаток, расположенных в повороте до места установки пластинчатых диссипативных глушителей [13]. Это приводит к уменьшению аэродинамического сопротивления глушителя на 14-20% и увеличению акустической эффективности на 1-2 дБ за счет снижения отрывной зоны на повороте и уменьшение неравномерности потока.

В данной работе с целью снижения сопротивления глушителя рассматривается возможность применения пластин переменного сечения, схема которых приведена на рис. 7. Использование таких пластин приводит к снижению как аэродинамического сопротивления глушителя за счёт появления диффузионного участка, так и акустической эффективности глушителя. Для снижения шума на требуемую величину приходится увеличивать длину пластин, что приводит к росту потерь на трение [14]. Возникает задача определения такого соотношения толщин выходной и входной кромок, при котором достигается требуемая акустическая эффективность при минимальном аэродинамическом сопротивлении. Для анализа выбрана пластина с толщиной во входном сечении 200 мм.

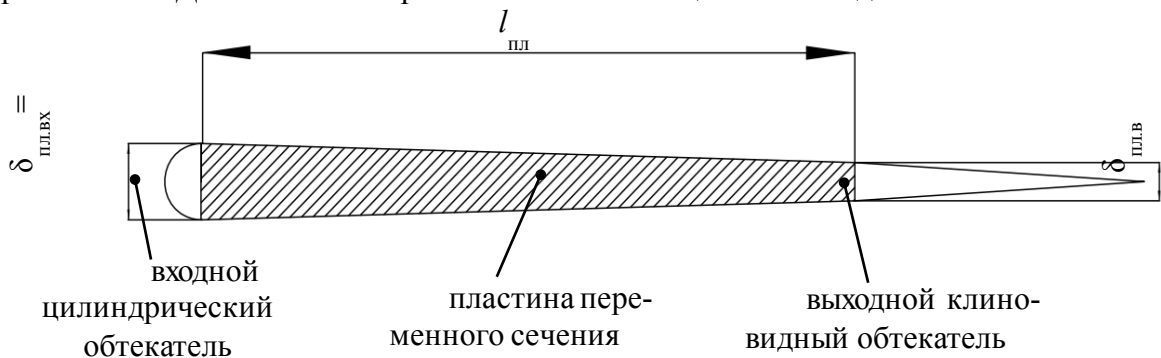


Рис. 7. Схема пластины переменного сечения

Снижение шума исследуемой пластиной определяется как:

$$\Delta L_{cp} = \frac{\Delta L_{вх} + \Delta L_{вых}}{2}, \quad (4)$$

где $\Delta L_{вх}$ — звукопоглощение пластиной при толщине входного сечения, дБ/м;
 $\Delta L_{вых}$ — звукопоглощение пластиной при толщине выходного сечения, дБ/м.

Зависимость удельного снижения шума пластинами переменного сечения с различными плотностями ρ ЗПМ от толщины выходной кромки представлены на рис. 8-10. При изменении толщины выходной кромки, акустическая эффективность глушителя снижается.

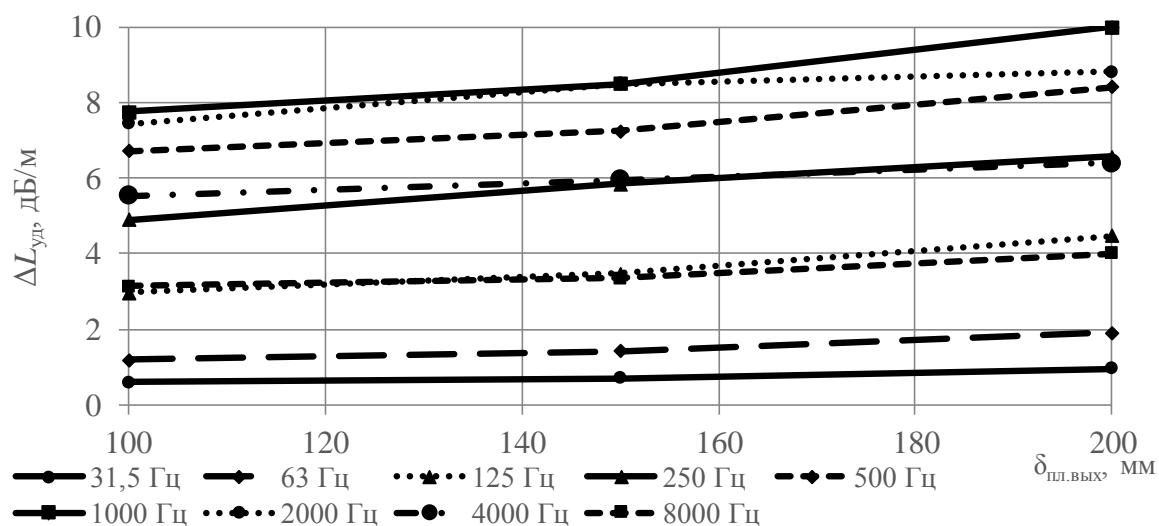


Рис. 8. Удельное снижение шума пластиной переменного сечения с ЗПМ $\rho=25 \text{ кг/м}^3$

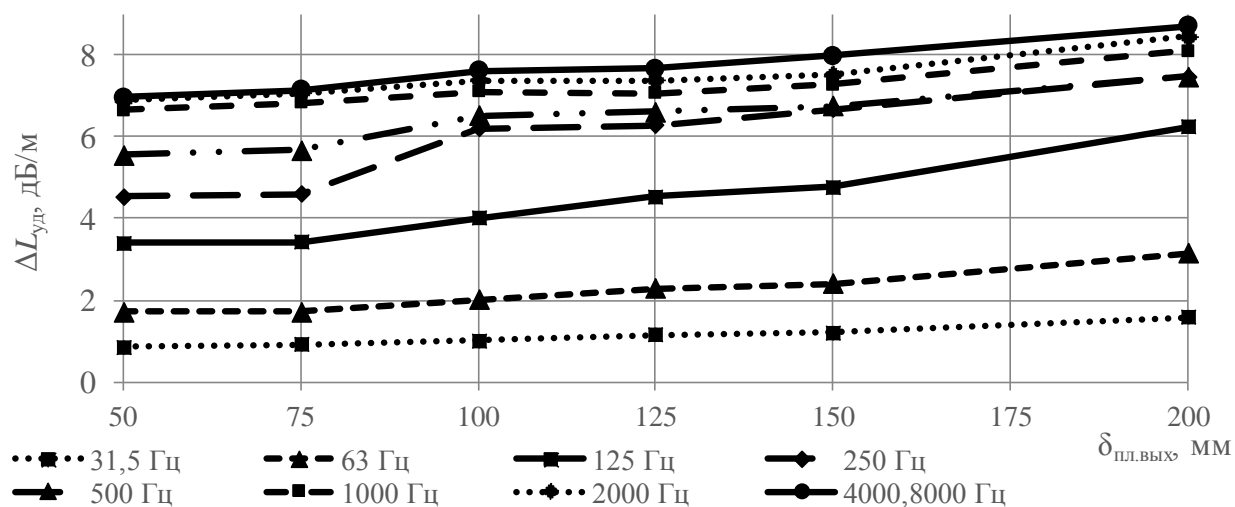


Рис. 9. Удельное снижение шума пластиной переменного сечения с ЗПМ $\rho=60 \text{ кг/м}^3$

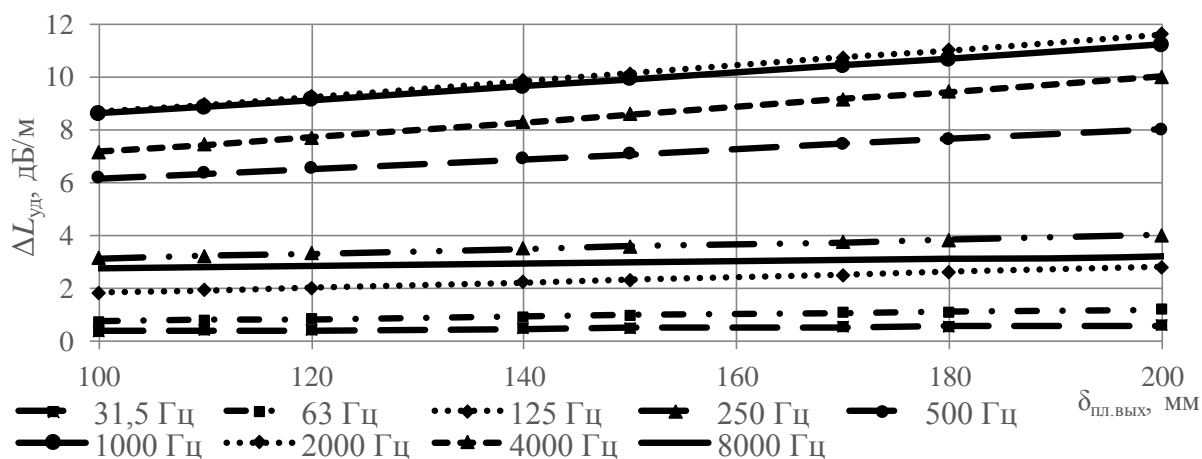


Рис. 10. Удельное снижение шума пластиной переменного сечения с ЗПМ $\rho=100 \text{ кг/м}^3$

На рис. 11-13 показаны зависимости изменения длины пластины с ЗПМ различной плотности от толщины выходной кромки. Длина пластин определяется требуемым снижением шума, значения которого получены по результатам расчёта модели ТЭС. Наибольшее значение требуемой длины пластин наблюдается при использовании ЗПМ $\rho=100 \text{ кг/м}^3$.

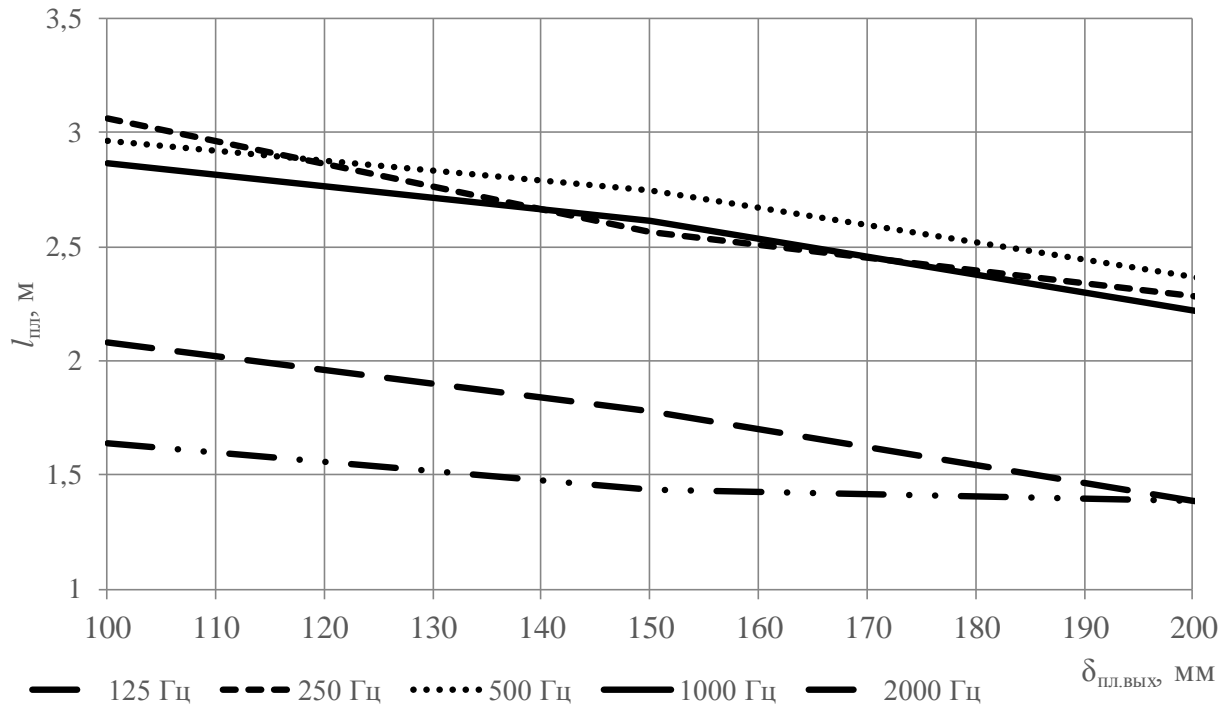


Рис. 11. Зависимость необходимой длины пластины переменного сечения с ЗПМ $\rho=25 \text{ кг/м}^3$ от толщины выходной кромки

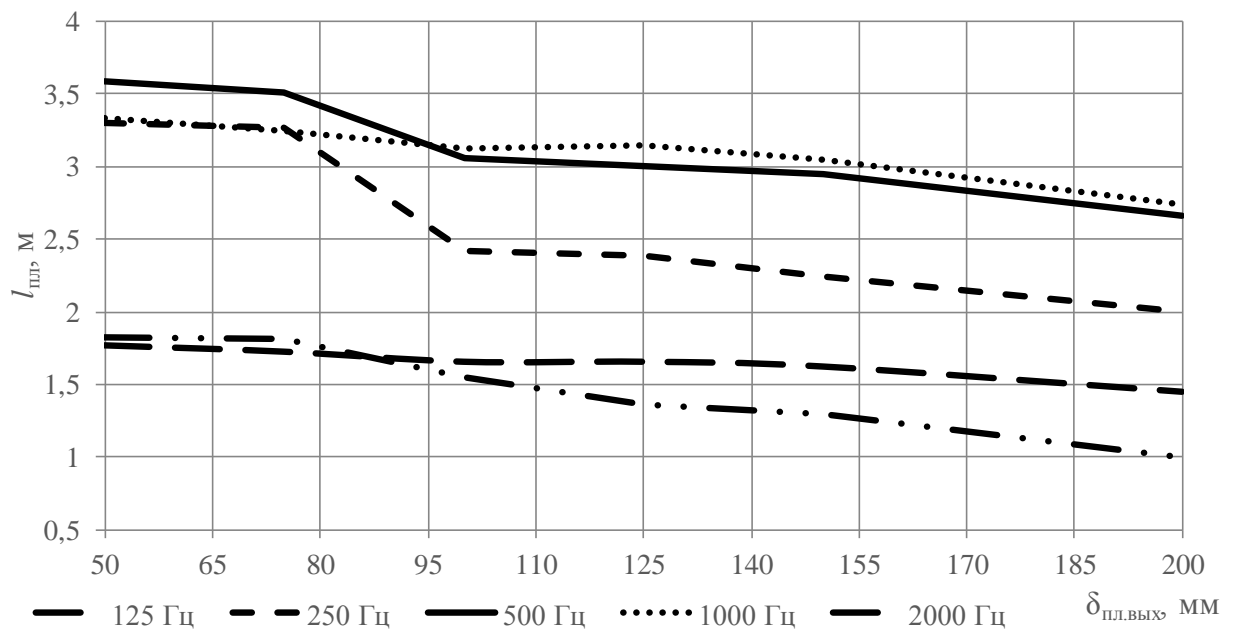


Рис. 12. Зависимость необходимой длины пластины переменного сечения с ЗПМ $\rho=60 \text{ кг/м}^3$ от толщины выходной кромки

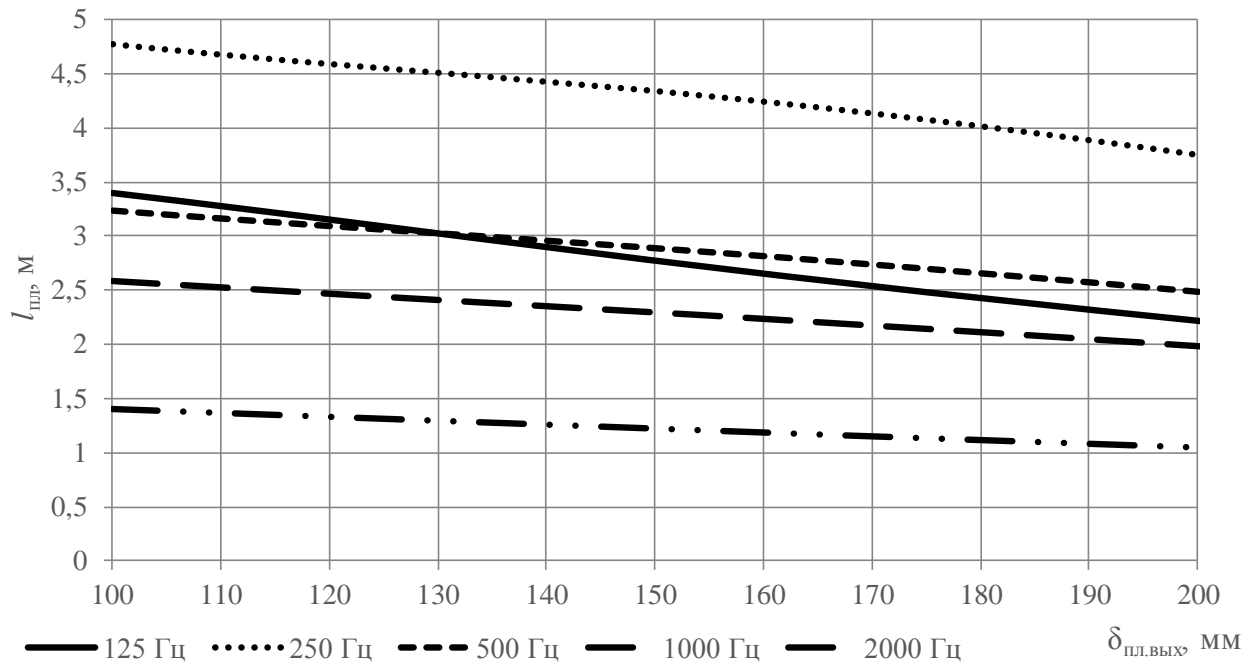


Рис. 13. Зависимость необходимой длины пластины переменного сечения с ЗПМ $\rho=100 \text{ кг/м}^3$ от толщины выходной кромки

Для исследования аэродинамических характеристик пластин переменного сечения проведено математическое моделирование в программном обеспечении SolidWorks. В качестве звукопоглощающего материала для пластин переменного сечения выбрано супертонкое базальтовое волокно плотностью 25 кг/м^3 . Схема моделируемого участка воздуховода приведена на рис. 14.

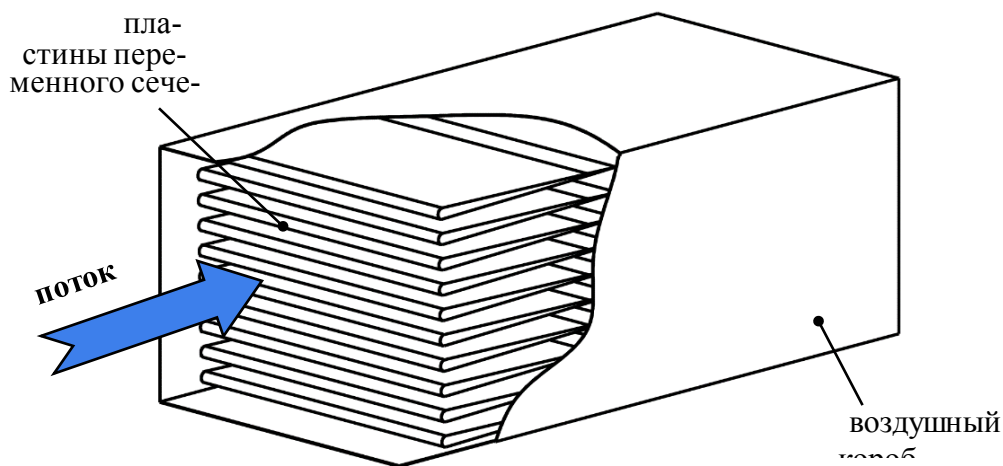


Рис. 14. Схема установки пластин переменного сечения с толщиной выходной кромки 40 мм

Для определения оптимальной толщины выходной кромки глушителя с $\delta_{пл.вых} = 40, 50, 110, 130, 150$ и 180 мм . На рис. 15 представлены результаты математического моделирования глушителя с пластинами переменного сечения с $\delta_{пл.вых} = 40 \text{ мм}$.

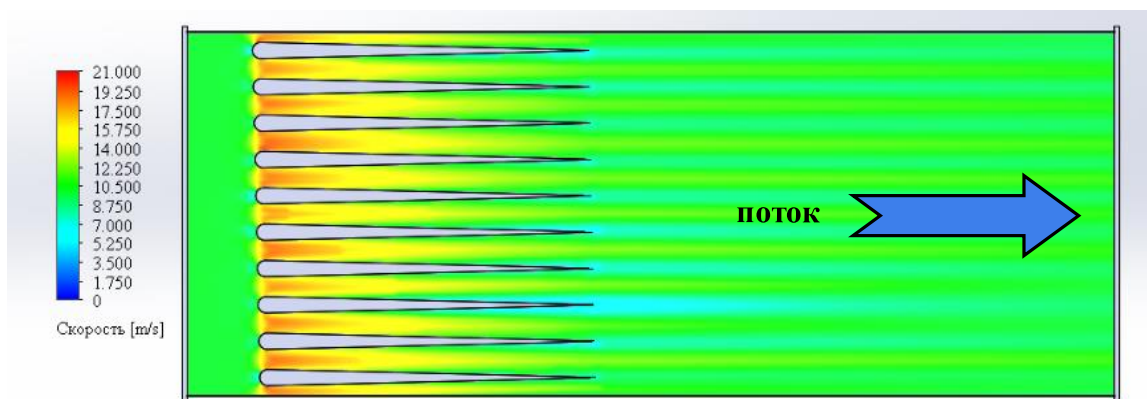


Рис. 15. Поля скоростей для пластин с толщиной выходной кромки 40 мм

По результатам математического моделирования построена зависимость изменения аэродинамического сопротивления от толщины выходной кромки, представленная на рис. 16. Видно, что при уменьшении толщины пластины до некоторого значения аэродинамическое сопротивление глушителя снижается вследствие наличия диффузорных участков и преобразования части динамического напора потока в статический. При дальнейшем снижении толщины сопротивление глушителя увеличивается из-за преобладания аэродинамических потерь на трение.

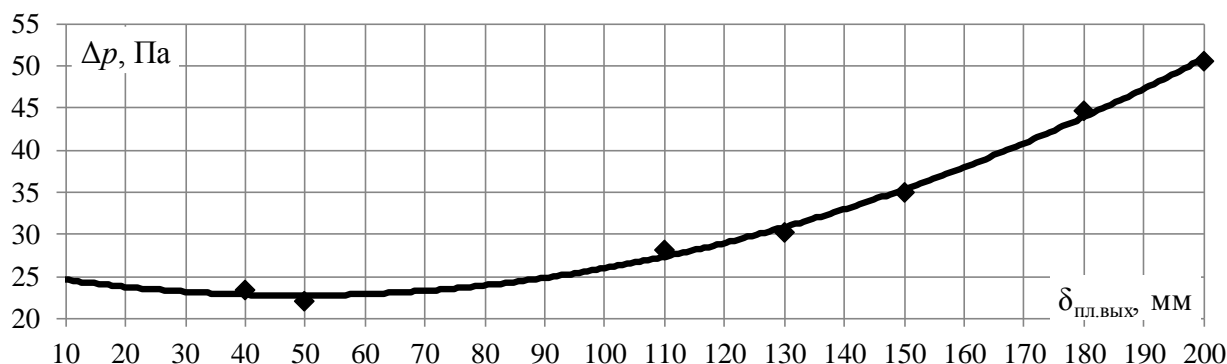


Рис. 16. Зависимость аэродинамического сопротивления пластин переменного сечения от толщины выходной кромки

Полученные результаты могут быть достоверно аппроксимированы следующей зависимостью:

$$\Delta p = 0,0012 \cdot \delta_{пл.вых}^2 - 0,1201 \cdot \delta_{пл.вых} + 25,685, \quad (5)$$

где $\delta_{пл.вых}$ — толщина выходной кромки пластин, мм.

С помощью приведённого уравнения в рассматриваемом случае возможно определить минимальное сопротивление, которое составило 23 Па при толщине выходной кромки 50 мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Осевые тягодутьевые машины ТЭС являются источниками интенсивного шума, работа которых приводит к превышению санитарных норм до 18 дБА на расстоянии 1000 м.

2. Для снижения шума осевых тягодутьевых машин используются пластинчатые глушители, эффективность которых следует выбирать с учётом региональных климатических факторов.

3. Исследовано влияние свойств звукопоглощающих материалов на акустические характеристики пластинчатых глушителей. Приведены графики, показывающие зависимость удельного снижения шума от плотности и толщины звукопоглощающего материала. Оптимальная величина объемной плотности для звукопоглощающего материала составляет около 20 кг/м³.

4. Впервые предложено использовать пластины переменного сечения. Сформулирована задача определения оптимальной длины пластины переменного сечения.

5. Приведены графики удельного звукопоглощения пластиной переменного сечения для плотностей материалов 25, 60 и 100 кг/м³ при изменении толщины выходной кромки от 50 до 200 мм.

6. Показано, что существует оптимальное соотношение толщины выходной и входной кромок глушителя. В рассматриваемом случае при плотности материала 25 кг/м³ оно составило 0,2.

7. Применение глушителей с пластинами переменного сечения позволяет достичь снижения аэродинамического сопротивления до 51 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тупов В.Б. Факторы физического воздействия ТЭС на окружающую среду. М.: МЭИ, 2012. – 284 с.
2. Тараторин А.А., Мухаметов А.Б. Влияние климатических факторов на определение требуемого снижения шума тягодутьевых машин ТЭС // VII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием "Защита от повышенного шума и вибрации", 19-21 марта 2019, г. Санкт-Петербург. С. 680-689.
3. Тупов В.Б. Снижение шума от энергетического оборудования. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 232 с.
4. Тупов В.Б., Тупов Б.В. Снижение шума тягодутьевых машин абсорбционными глушителями // Электрические станции. – 2017. – №. 4. – С. 46-50.
5. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996). Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета. – М.: Стандартиформ, 2006.
6. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов. – М.: Федеральный центр гигиены и эпидемиологии Роспотребнадзора.
7. Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. – Л.: Энергия. Ленингр. отд-ние, 1980. – 120 с.
8. Тупов Б.В., Медведев В.Т. Определение длин многоступенчатых глушителей с разной толщиной пластин // Теплоэнергетика. №3, 2014 г. С. 66-69.
9. Chao-Nan Wang, Jiunn-Hwan Torng. Experimental study of the absorption characteristics of some porous fibrous materials. Applied Acoustics 62 (2001) 447-459
10. Гусев В. П. Акустические характеристики абсорбционных глушителей для защиты зданий и территорий застройки от вентиляционного шума // БЖД. – 2003. – № 8.
11. Sezgin Ersoy, Haluk Kucuk. Investigation of industrial tea-leaf-fibre waste material for its sound absorption properties. Applied Acoustics, Vol. 70. 2009. pp. 215–220.
12. Тараторин А.А. Комплекс информационных технологий для разработки и оптимизации мероприятий снижения шума // IV международная научно-практическая конференция "Информатизация инженерного образования", 23-26 октября 2018, г. Москва. С.217-220
13. Тупов В.Б., Тараторин А.А. Устройство для снижения шума энергетического оборудования. – Патент RU 187883. – Публ. 21.03.2019. Бюл. № 9.
14. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под редакцией М.О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШУМОЗАЩИТНЫХ ЭКРАНОВ СО ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩЕЙ ОБЛИЦОВКОЙ

Г.М. Назаров, Д.Е. Непряхин, А.И. Комкин

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

E-mail: akomkin@mail.ru

Исследовались акустические характеристики полубесконечного шумозащитного экрана с помощью конечно-элементного моделирования в программном пакете COMSOL Multiphysics. Проведена оценка особенностей конечно-элементного разбиения на точность получаемых результатов. Представлены результаты численных расчетов акустической эффективности экрана со звукопоглощающим слоем и без него. Проанализировано влияние на акустическую эффективность шумозащитного экрана длины и толщины звукопоглощающего слоя.

Ключевые слова: шумозащитный экран, звукопоглощающая облицовка, акустическая эффективность, моделирование, расчет, метод конечных элементов.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время одним из наиболее эффективных средств борьбы с шумом в среде обитания являются шумозащитные акустические экраны. Они предназначены для защиты населения от вредного звукового воздействия, исходящего от автомобильных и железнодорожных магистралей, строительных площадок, промышленного оборудования и других источников шума. Такие экраны различаются по назначению, форме и материалом для их изготовления. При проектировании шумозащитного экрана следует учитывать особенности местности и характеристики источника шума.

Расчету и проектированию акустических экранов как в нашей стране, так и за рубежом, уделяется большое внимание [1-15]. При этом, как правило, оценка эффективности акустических экранов осуществляется с использованием формулы Маекавы [1-3], являющейся результатом аппроксимации экспериментальных данных, в которой основным расчетным параметром является число Френеля. Такой подход к расчету привлекает своей простотой, но имеет свои ограничения, например, то что акустический экран может рассматриваться только абсолютно жестким. И хотя учесть эти факторы при расчете аналитическими методами весьма непросто, развитию этих методов продолжает уделяться большое внимание [4-14]. Вместе с тем следует иметь в виду, что основным инструментом в ближайшей перспективе при расчете акустических экранов станут численные методы. Так в [15] с помощью конечно-элементного моделирования исследуются особенности формирования акустической картины в окрестностях экрана, расположенного на подстилающей поверхности и анализируются закономерности влияния этой поверхности на акустическую эффективность экрана.

В данной статье с помощью конечно-элементного моделирования в программном пакете COMSOL Multiphysics исследуется полубесконечный шумозащитный экран со звукопоглощающей облицовкой и оценивается влияние такой облицовки на акустическую эффективность экрана.

1. РАССМАТРИВАЕМАЯ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ ЭКРАНА

Для исследования акустических характеристик шумозащитного экрана со звукопоглощающей облицовкой и получения акустической картины вокруг него была использована двумерная конечно-элементная модель. В COMSOL Multiphysics была построена окружность диаметром 70 метров с центром в начале системы координат, в котором

также располагался источник шума (рис. 1). В соответствии с двумерностью данной расчетной модели источник шума является линейным. Граничные условия, на ограничивающей рассматриваемую расчетную область окружности, соответствуют согласованной нагрузке $Z_{рс} = 411,6 \text{ Па} \cdot \text{с/м}$. В модели изучалось симметричное расположение источника шума и расчетной точки относительно экрана (рис. 1). Угол α , образованный горизонтальной осью координат и линией, соединяющей верхнюю кромку экрана с точкой расположения источника шума (ИШ) или расчетной точкой (РТ) менялся. Высота полубесконечного экрана относительно горизонтальной оси системы координат во всех исследуемых случаях оставалась постоянной – 6 м. При этом очевидно, изменение угла α приводило и к изменению расстояния источника шума и расчетной точки до экрана. Линейный источник шума при проведении вычислений определялся интенсивностью 1 мВт/м^2 на расстоянии 5 м от источника.

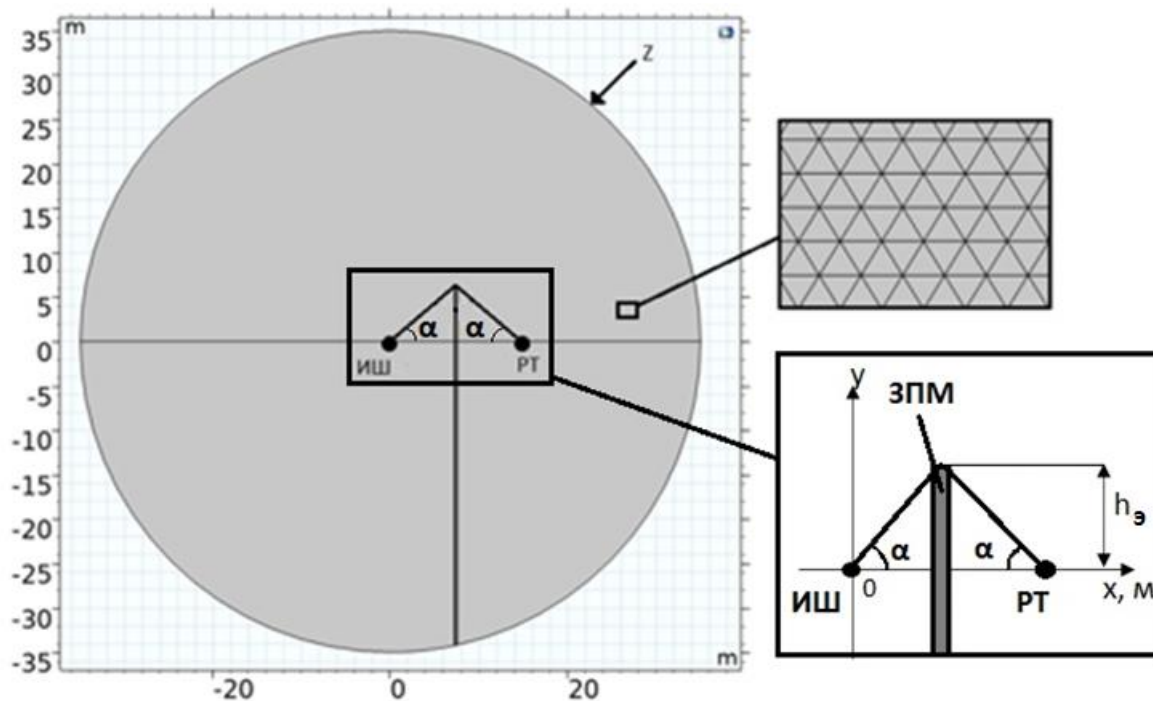


Рис. 1. Расчетная конечно-модель экрана

Построение сетки – важный этап конечно-элементного моделирования, так как он напрямую определяет затраты вычислительных ресурсов при проведении самих расчетов. Здесь нужен компромисс между точностью результатов, получаемую при подробном разбиении, и происходящем при этом увеличении времени вычислений. Этому вопросу было уделено должное внимание. При моделировании использовалось неравномерное разбиение. С учетом этого в расчетной точке были проведены вычисления уровня звукового давления при различных максимальных размерах конечного элемента Δx . Вычисления были проведены при возбуждении точечным источником звука на частотах 400 Гц и 800 Гц. При этом в качестве основной переменной использовался параметр n , определяемый отношением длины звуковой волны λ к максимальному размеру конечного элемента: $n = \lambda / \Delta x$ и показывающий количество таких элементов, укладываемых на одну длину волны. За опорное значение принимался уровень звукового давления в расчетной точке при $n = 5$. При этом частоте 400 Гц соответствует максимальный размер конечного элемента $\Delta x = 0,172 \text{ м}$, а частоте 800 Гц – $\Delta x = 0,086 \text{ м}$. Далее вычислялись значения уровней звукового давления при меньших значениях n . Затем

определялась разность $\Delta L_n = L_5 - L_n$, которую можно рассматривать как погрешность вычислений, к которой приводит к более грубой сетке разбиений. Графические зависимости ΔL_n от n для двух рассматриваемых частот представлены на рис.2.

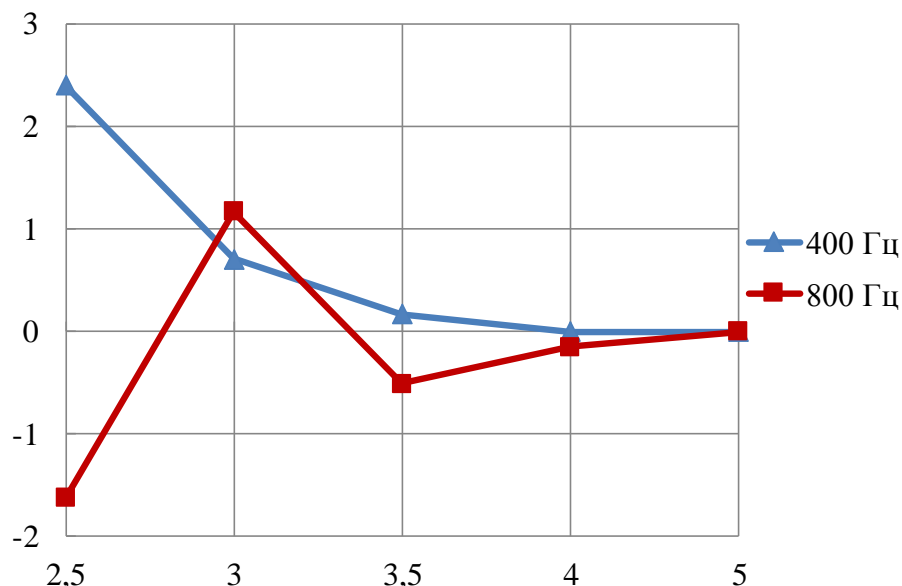


Рис. 2. Зависимость ошибки вычислений от параметра n

Из представленных графиков следует, что малые вычислительные ошибки достигаются при $n > 4$, т.е. когда на длину звуковой волны укладывается не менее четырех конечных элементов максимального размера. Кроме того, заметим, что если для частоты 400 Гц ошибка плавно растет с уменьшением n , то для частоты 800 Гц эти изменения имеют более сложный, несистемный характер, и в целом для более высокой частоты характерны и большие ошибки. В общем такой вывод согласуется с результатами работы [15], где использовалось более точное разбиение с максимальным размером конечного элемента 0.01 м. Было установлено, что на частоте выше 4000 Гц ошибки в расчетах становятся более высокими. Такой результат авторы объяснили тем, что на границах рассматриваемой расчетной области импедансные граничные условия не полностью соответствовали условиям согласованной нагрузки и это становилось критичным на высоких частотах.

В дальнейшем при проведении численных расчетов использовалось неравномерное разбиение с максимальным размером конечного элемента $\Delta x = 0,086$ м, что должно было обеспечить очень маленькие ошибки вычислений на обеих рассматриваемых частотах. При этом общее количество конечных элементов составило 1 468 569.

При моделировании экрана со слоем звукопоглощающим материалом (ЗПМ), толщина слоя составляла 0.15 метра, при толщине экрана 0,2 метра. Характеристики звукопоглощающего материала описывались с помощью модели Делани-Базли, основными параметрами в которой являются частота звука и сопротивление продуванию звукопоглощающего слоя. В качестве КПМ было взято стекловолокно с диаметром волокна 10 мкм и плотностью 12 кг/м³. Сопротивление продуванию такого материала составляло 1424, Н·с/м.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

На первом этапе моделирования была проведена качественная оценка повышения акустической эффективности экрана при наличии на его поверхности слоя ЗПМ. На рис. 3 и рис. 4 приведены картины распределения уровней звукового давления в пространстве для модели с полубесконечным экраном со слоем ЗПМ и без него. Расчеты проведены на частоте 800 Гц и 400 Гц для угла $\alpha = 80^\circ$.

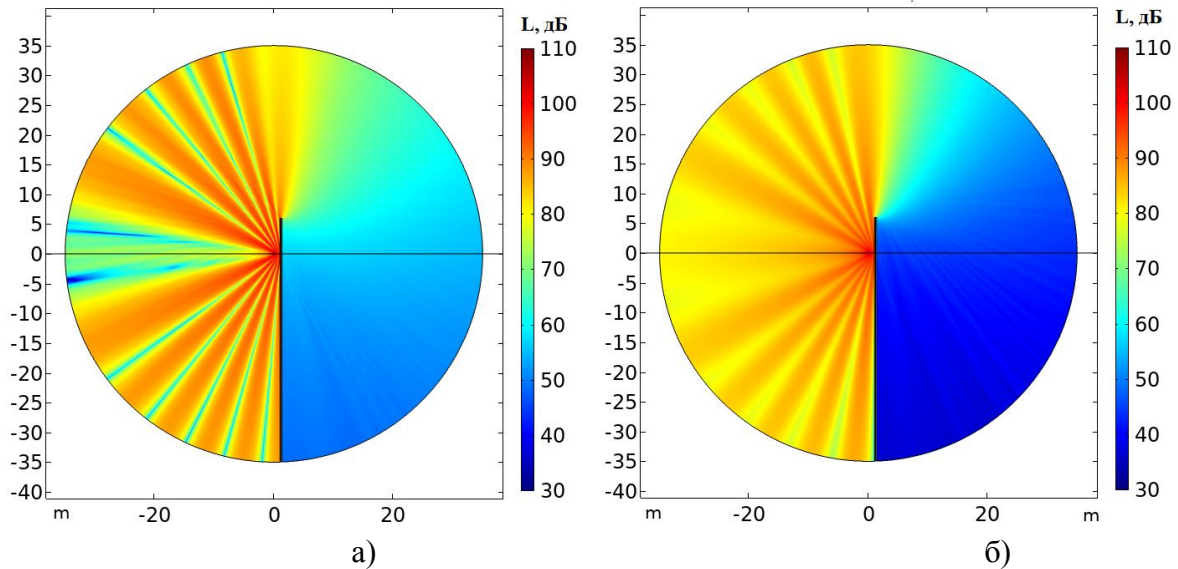


Рис. 3. Картины распределения уровней звукового давления на частоте 800 Гц с экрана без ЗПМ (а) и с ЗПМ (б)

Из рассмотрения рис.3 следует, что в пространстве перед экраном распределение звукового давления представляет собой сложную интерференционную картину, обусловленную отражением попадающей от источника на экран звуковой волны. При этом на экране с ЗПМ интерференционная картина выглядит менее четкой, слегка размазанной. В пространстве за экраном интерференционная картина уже не наблюдается, а общий уровень звукового давления существенно уменьшается, причем, судя по цветовой палитре, для экрана с ЗПМ это снижение более значительно и составляет по-видимому порядка 10 дБ. Эта величина является по сути оценкой эффективности применения в экране ЗПМ. Кроме того, отметим, что в пространстве над экраном, в первой четверти координатной системы, между интерференционной областью и областью существенного снижения звука, располагается довольно узкая переходная область, назовем ее дифракционной. Как следует из представленных на рис. 3 картин, для экрана с ЗПМ дифракционная область является более узкой и фактически в отличие от экрана без ЗПМ, начинается с верхней кромки экрана. Помимо этого, для экрана с ЗПМ граница дифракционной области с областью существенного снижения звука, наоборот, более четкой, в отличие от интерференционной картины.

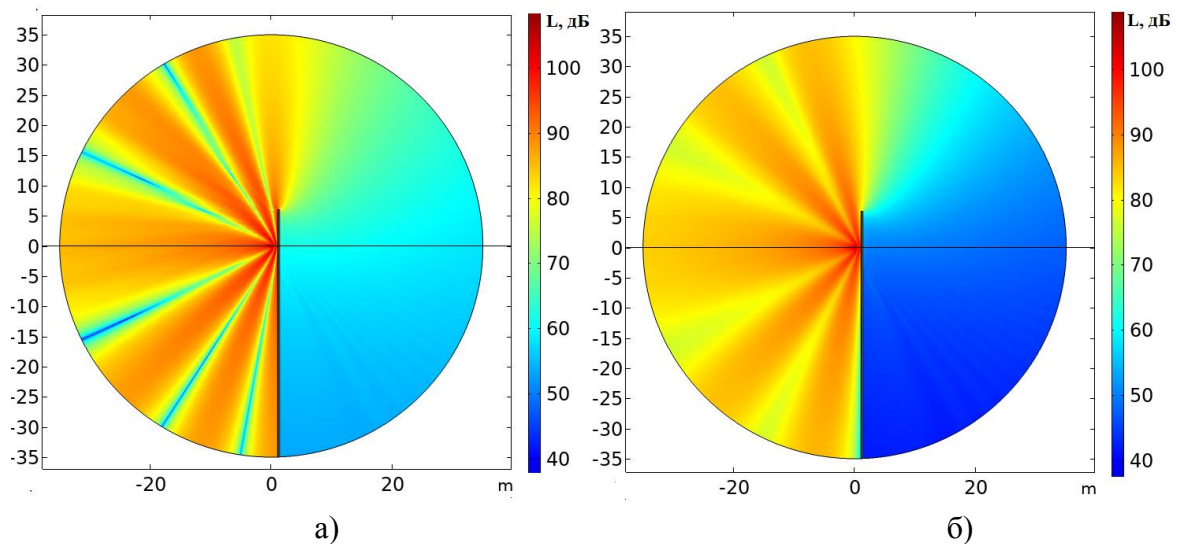


Рис. 4. Картины распределения уровней звукового давления на частоте 400 Гц с экрана без ЗПМ (а) и с ЗПМ (б)

Картина, представленная на рис. 4 для частоты 400 Гц в общем аналогично той, что и на рис. 3, только здесь для экрана без ЗПМ граница между дифракционной зоной и зоной акустической тени становится очень размытой и практически не прослеживается, а для экрана с ЗПМ она по-прежнему прослеживается, хотя и немного менее отчетливой.

С физической точки зрения положительный эффект от наличия слоя ЗПМ в экране объясняется потерями энергии звуковой волны при прохождении звуковой волны через этот слой. В результате этого и наблюдается дополнительное снижение звукового давления в пространстве за экраном. Вместе с тем, следует отметить, что детальный механизм этого явления остается неясным.

На втором этапе моделирования исследовалась влияние длины звукопоглощающего слоя на эффективность акустического экрана. Это влияние оценивалось величиной

$$\Delta L = L_{\text{см}} - L_{\text{бм}},$$

где $L_{\text{см}}$ – уровень звукового давления в расчетной точке для экрана с ЗПМ; $L_{\text{бм}}$ – уровень звукового давления в расчетной точке для экрана без ЗПМ. При этом длина звукопоглощающего слоя h отсчитывалась от верхней кромки экрана и изменялась с шагом 0,25 м.

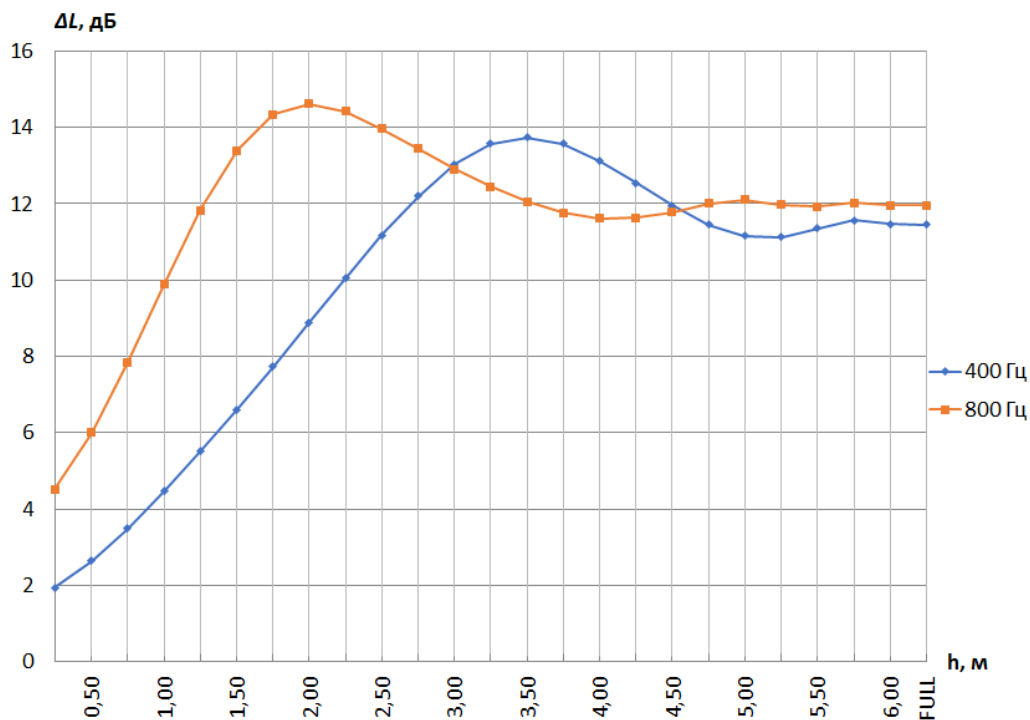


Рис. 5. Влияние длины звукопоглощающего слоя на эффективность акустического экрана для угла $\alpha = 80^\circ$

Представленные на рис. 5 графики показывают, что эффективность размещения слоя ЗПМ на экране сложным образом зависит от длины этого слоя. Здесь особо стоит отметить, что эта эффективность принимает максимальное значение вовсе не при наибольшей длине слоя ЗПМ. В действительности имеет место некий переходной процесс. В начале с ростом длины поглощающего слоя эффективность использования слоя ЗПМ плавно возрастает, а затем при достижении некоторого максимального значения начинает снижаться, пока не выходит на постоянный уровень, так что дальнейшее увеличение длины ЗПМ уже не приводит к изменению его эффективности его размещения. При этом разница между максимальным и установившемся значениями эффективности составляет порядка 2 дБ. Еще одной особенностью рассматриваемых зависимостей является то, что длина слоя ЗПМ, который соответствует максимальному значению эффек-

тивности зависит от частоты звука (длины волны). Для частоты 800 Гц эта длина составляет 2 м, а для частоты 400 Гц почти в два раза больше – порядка 3,5 м. Установившееся значение эффективности, как и следовало ожидать, для частоты 800 Гц несколько выше, чем для частоты 400 Гц, и составляет 12дБ. Разница составляет порядка 0,5 дБ.

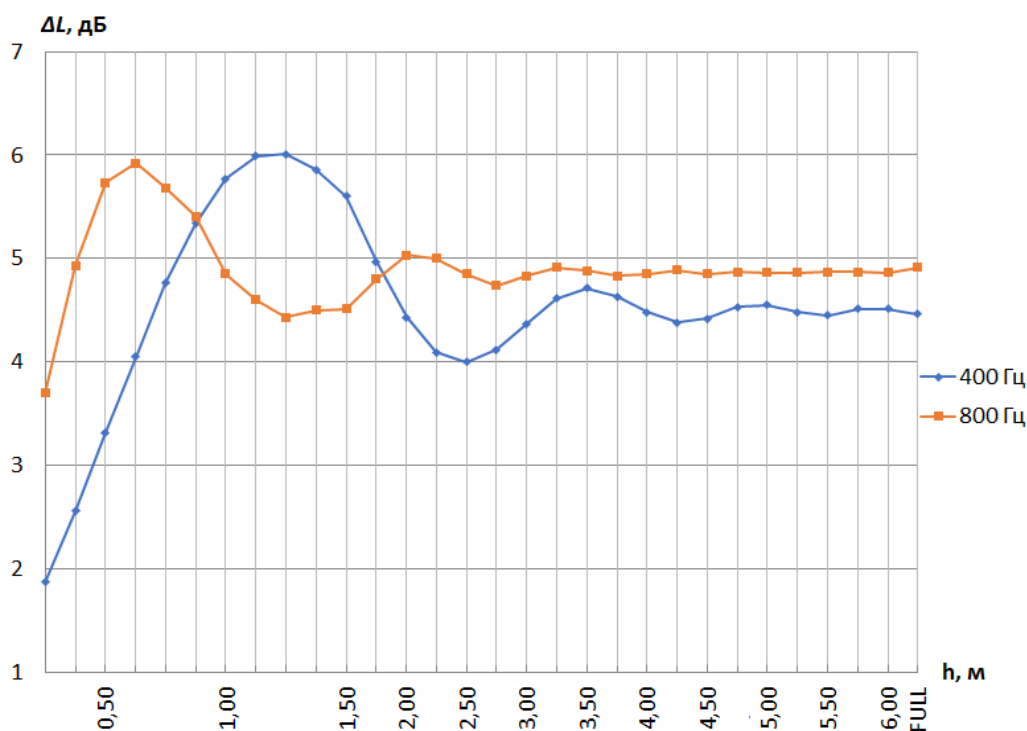


Рис. 6. Влияние длины звукопоглощающего слоя на эффективность акустического экрана для угла $\alpha = 60^\circ$

На рис.6 представлены аналогичные зависимости для угла $\alpha = 60^\circ$. Общий характер изменения кривых здесь такой же, что и для угла 80° . Основное отличие состоит в том, что здесь длина слоя ЗПМ, соответствующая максимальному значению уменьшается практически в три раза, составляя для частот 800 Гц и 400 Гц соответственно 0,625 м и 1,2 м. Установившиеся значения эффективности при этом также существенно снижаются, до значений несколько меньших 5дБ.

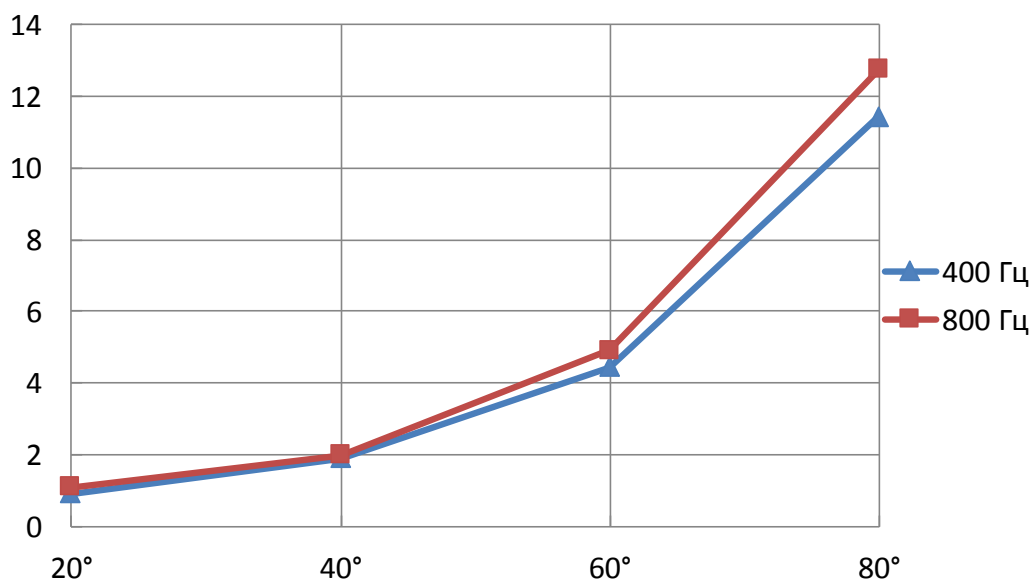


Рис. 7. Зависимость эффективности размещения слоя ЗПМ от угла α

Общий вид зависимости эффективности размещения слоя ЗПМ на акустическую эффективность экрана от угла α представлены на рис.7. Эти графики показывают в рассмотренном диапазоне изменений угла α происходит существенное повышение эффективности ЗПМ, достигающее 10-11 дБ. При этом от частоты эта зависимость меняется слабо и заметна лишь при больших значениях α .

На третьем этапе моделирования исследовалась толщины длины звукопоглощающего слоя на эффективность акустического экрана. Рассматривался акустический экран, поверхность которого целиком покрыта слоем ЗПМ. Исследуемая зависимость для угла $\alpha = 60^\circ$ представлена на рис. 8.

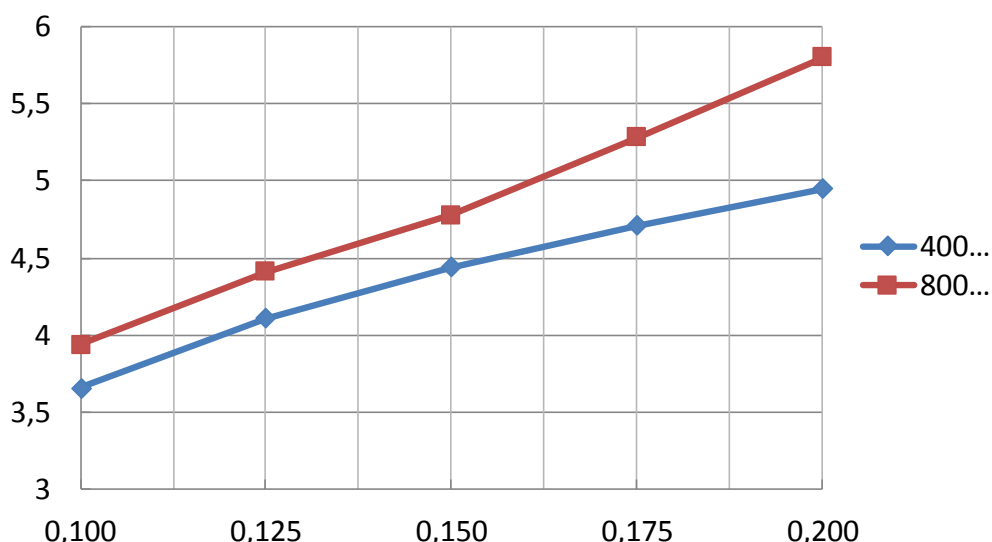


Рис. 8. Зависимость эффективности размещения слоя ЗПМ от его толщины

В данном случае эффективность размещения слоя ЗПМ с увеличением толщины его слоя достаточно монотонно возрастает. Кроме того, здесь на акустическую эффективность слоя ЗПМ заметное влияние оказывает частота звука. С ростом частоты она существенно возрастает. Так если на частоте 400 Гц при удвоении толщины ЗПМ эффективность увеличивается примерно на 1,5 дБ, то на частоте 800 Гц это увеличение составляет почти 2 дБ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Построенная в программной среде COMSOL Multiphysics конечно-элементная модель акустического экрана со звукопоглощающей облицовкой и проведенные численные расчеты позволили установить основные закономерности влияния слоя с ЗПМ на поверхности акустического экрана на его акустическую эффективность.

Установлено, что эффективность использования слоя ЗПМ на поверхности экрана зависит от длины этого слоя. При этом максимальная эффективность слоя соответствует вовсе не полностью покрытой этим слоем поверхности экрана, а некоторой оптимальной длине слоя, которая для каждой частоты своя.

Расчеты показали, что эффективность размещения ЗПМ зависит от угла α , существенно возрастая с его увеличением. При этом на эту зависимость очень слабо влияет частота звука.

С увеличением толщины слоя ЗПМ в два раза эффективность ЗПМ возрастает на 1,5-2 дБ, при этом как и следовало ожидать с ростом частоты возрастает и эффективность. Предполагается дальнейшее проведение расчетных исследований экранов с ЗПМ целью более подробного изучения происходящих в них экранах акустических процессов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Maekawa, Z. Noise reduction by screens. *Applied Acoustics*. 1968. V. 1 P. 157–173.
2. Маекава З. Акустические экраны / Снижение шума в зданиях и жилых районах // Под ред. Ф.И. Осипова и Е.Я. Юдина., М. Стройиздат, 1987. С. 426-446.
3. Maekawa, Z. Recent Problems with Noise Barriers. *Noise-93 Conference*. St. Petersburg, Russia, 1993 P. 125–131.
4. Kurze U. J. Noise reduction by barriers. *Journal of Acoustical Society of America*. 1974. V. 55, P. 504–518.
5. Isei T., Embleton T.F.W., Piercy J.E. Noise reduction by barrier on finite impedance ground. *Journal of Acoustical Society of America*. 1980. V. 67, P. 46–58.
6. L'Esperance A., Nicolas J., Daigle G.A. Insertion loss of absorbent barriers on ground. *Journal of Acoustical Society of America*. 1989. V. 86, P. 1060–1064.
7. Hayek S. I. Mathematical modeling of absorbent highway noise barrier. *Applied Acoustics*. 1990. V. 31 P. 77–100.
8. Takagi K. Some remarks on practical methods for calculating acoustical diffraction. *Applied Acoustics*. 1990. V. 31 P. 119–132.
9. Lam Y. W. Using Maekawa's chart to calculate finite length barrier insertion loss. *Applied Acoustics*. 1994. V. 42. P. 29–40.
10. Muradaliand A., Fyfe K. R. A study of 2D and 3D barrier insertion loss using improved diffraction-based methods. *Applied Acoustics*. 1998. V. 53 P. 49–75.
11. Menounou P., Busch-Vishniac I. J., Blackstock D. T. Directive line source model: A new method for sound diffraction by half planes and wedges. *Journal of Acoustical Society of America*. 2000. V. 107. P. 2973–2986.
12. Menounou P. A correction to Maekawa's curve for the insertion loss behind barriers. *Journal of Acoustical Society of America*. 2001. V. 110. P. 1828–1838.
13. Menounou P., Papaefthymiou E.S. Shadowing of directional noise sources by finite noise barriers. *Applied Acoustics*. 2010. V. 71. P. 351–367.
14. Основы проектирования шумозащитных экранов / И.Л. Шубин, И.Е. Цукерников, Н. Николов, А. Писарский. М.: ИД «БАСТЕТ», 2015. 208 с.
15. Кулькина В.А., Комкин А.И., Быков А.И. Исследование акустических характеристик шумозащитных экранов // Сборник трудов IV всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 24 мая 2019, г. Москва. С.99-107.

СНИЖЕНИЕ ШУМА ЭЛЕКТРОВОЗА ДВОЙНОГО ПИТАНИЯ

Н.С. Нестеров¹, А.И. Быков²

¹Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта, г. Москва

²Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, г. Москва

E-mail: nesterov.nikita@vniizht.ru

В статье представлены результаты исследований характеристик шума магистрального грузового электроваз двойного питания. В ходе проведения исследований были установлены уровни звука, превышающие нормативные требования и генерируемые работой оборудования электроваз. Анализ точек, где было зафиксировано превышение, указывает на то, что основным источником повышенного шума является работа тягового трансформатора. Для снижения внешнего шума и обеспечения нормативного соответствия электроваз было предложено установить экранирующее устройство в подкузовном пространстве. Данное решение позволило снизить уровень шума электроваз и обеспечить его соответствие нормативным требованиям.

Ключевые слова: электроваз, железнодорожный шум, переменный ток, тяговый трансформатор, внешний шум, методика, измерение.

ВВЕДЕНИЕ

На железных дорогах нашей страны большинство всех грузовых перевозок и значительная часть пассажирских осуществляется электровазми. По сравнению с тепловозами и другими автономными единицами, электровазы имеют более низкие уровни шума, которые, тем не менее, как показали проведенные исследования, не всегда удовлетворяют нормам. Шум на рабочем месте нарушает коммуникацию и может являться фактором, повышающим риск возникновения травм и болезней. Воздействие шума от тягового двигателя и воздушного компрессора электроваз может повлиять на концентрацию и принимаемые решения машиниста. Хотя причинно-следственная связь между шумом и несчастным случаем еще не установлена, шум рассматривается как потенциальный фактор риска возникновения производственного травматизма или, по крайней мере, в качестве фактора, который способствует возникновению человеческих ошибок по следующим причинам:

- 1) Шум вызывает маскирующий эффект аварийных сигналов;
- 2) Шум нарушает коммуникацию и маскирует предупреждения об опасности;
- 3) Шум может отвлекать и снижает концентрацию внимания машиниста.

Регулярное воздействие шума высокого уровня в процессе трудовой деятельности способствуют развитию профессиональных заболеваний у работников локомотивных бригад. Ведущее место среди профессиональных заболеваний занимает нейросенсорная тугоухость [1]. В условиях производственного шума и вибрации - через 18 лет работы машинистом в 100% возникает тугоухость умеренной или значительной степени тяжести [2]. Таким образом, работа, направленная на исследование характеристик шума и повышение эффективности защиты от шума электровазов, является актуальной.

1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ШУМА ЭЛЕКТРОВОЗА

На Экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ» были проведены испытания по показателям внешнего шума, шума в кабине машиниста и машинном отделении магистрального электроваз двойного питания. Исследования характеристик внешнего шума электроваз были описаны в работе [3]. Проведенные исследования показали, что при работе электроваз в стационарном режиме наблюдается превышение нормативных требований по внешнему шуму. На рис. 1 показано распределение уровней звука внешнего шума электроваз на стоянке.

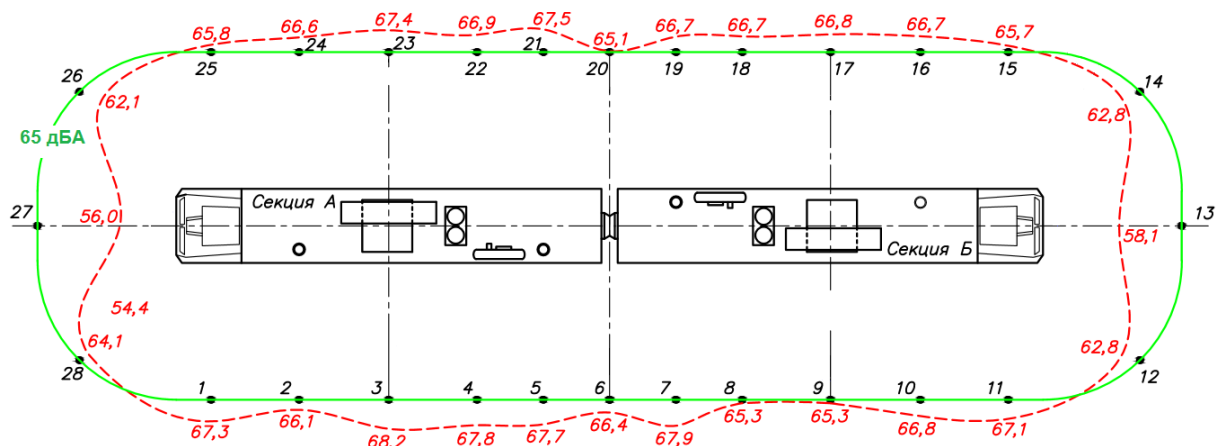


Рис. 1. Распределение уровня внешнего шума электровоза на стоянке, работающего в режиме переменного тока

Анализ распределения уровней звука выявил, что звуковое поле, генерируемое оборудованием электровоза, неравномерное. Наибольшие уровни звука генерируются в точках 3, 17 и 23, расположенных напротив тягового трансформатора.

Дополнительно были измерены уровни звукового давления (УЗД) в октавных полосах частот (рис. 2) в точках, расположенных напротив тягового трансформатора на расстоянии 1 м.

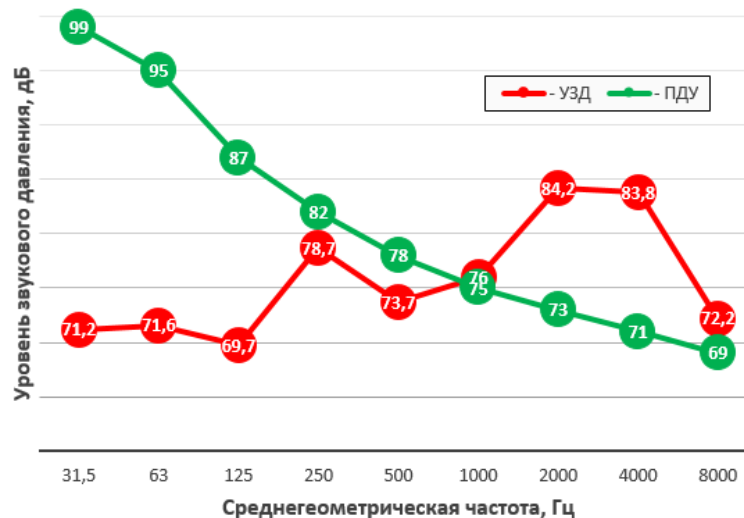


Рис. 2. Уровни звукового давления в октавных полосах частот, измеренные напротив тягового трансформатора электровоза

Превышение измеренных УЗД над предельно допустимыми значениями (ПДУ) наблюдается в частотном диапазоне от 1000 Гц до 8000 Гц и составляет от 1 до 12,8 дБ, соответственно. Анализ значений уровней звука внешнего шума в точках измерений, где было зафиксировано превышение нормативных требований, показал, что основным источником повышенного уровня звука внешнего шума является работа тягового трансформатора обеих секций.

2. МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА ЭЛЕКТРОВОЗА

В процессе работы тягового трансформатора на его обмотках выделяется тепло, поэтому его активная часть помещена в бак с трансформаторным маслом, циркуляция которого осуществляет требуемый отвод тепла. За счет работы масляных электронасосов

нагретое масло поступает в теплообменник, где избыточное тепло отдается потоку воздуха, создаваемого осевым вентилятором. Шум тягового трансформатора в основном обусловлен магнитным шумом и в меньшей степени зависит от работы системы его охлаждения. Причиной возникновения магнитного шума является магнитострикционный эффект, возникающий в сердечнике трансформатора и вызывающий изгибные колебания стержней сердечника [4]. Вибрация от сердечника через элементы крепления и масло передается на стенки бака трансформатора, после чего излучается в виде структурного шума, передаваемого в окружающее пространство воздушным путем. Так как снижение шума, вызванного работой тягового трансформатора, за счет внесения изменений в его конструкцию не представляется возможным, было предложено оборудовать подкузовную часть тягового трансформатора экранирующим устройством (ЭУ) (рис. 3) [5]. Такое экранирующее устройство относится к частичным ограждениям источников шума. Установка полного ограждения (кожуха) подкузовной части тягового трансформатора невозможно, так как необходимо обеспечить доступ для его обслуживания и осмотра, а также необходимые условия для естественного теплоотвода.

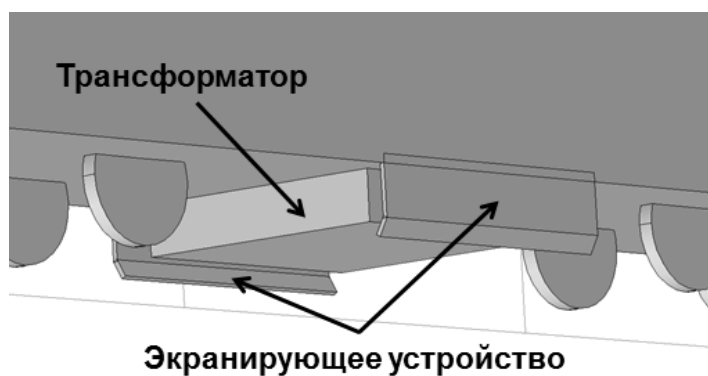


Рис. 3. Расположение экранирующего устройства

Экранирующее устройство представляет собой многослойную конструкцию (рис. 4), состоящую из: стального листа 1, вибродемпфирующей мастики 2, звукопоглощающего материала (ЗПМ) 3 и перфорированного стального листа 4.

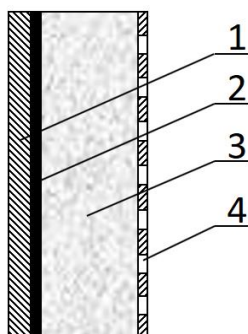


Рис. 4. Элементы экранирующего устройства тягового трансформатора

Выбор основных параметров предлагаемой конструкции экранирующего устройства должен осуществляться исходя из требуемой эффективности снижения шума. К параметрам экранирующего устройства относятся: расстояние от стенки бака до ЭУ, длина, высота, толщина стального листа и ЗПМ, коэффициент звукопоглощения ЗПМ.

3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЭКРАНИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Для снижения шума тягового трансформатора при работе электровоза на стоянке необходимо подобрать ЭУ, эффективность $\Delta L_{\text{ЭУ}}$ которого будет удовлетворять следующему условию:

$$\Delta L_{\text{эу}} \geq L_{\text{рт}} - L_{\text{доп}}, \text{ дБ}$$

где $L_{\text{рт}}$ – УЗД в октавных полосах частот в расчетной точке (РТ), измеренный напротив тягового трансформатора электровоза (рис. 2);

$L_{\text{доп}}$ – ПДУ звукового давления на рабочем месте, в соответствии с [6].

Таким образом, требуемая эффективности ЭУ будет соответствовать значениям, приведенным в таблице 1.

Табл. 1. Результаты расчета требуемой эффективности ЭУ

Параметр	Уровни звукового давления, в дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{\text{рт}}$	71,2	71,6	69,7	78,7	73,7	76	84,2	83,8	72,2
$L_{\text{доп}}$	99	95	87	82	78	75	73	71	69
$\Delta L_{\text{эу}}$	-	-	-	-	-	1	11,2	12,8	3,2

Дальнейшие расчеты сводятся к определению параметров ЭУ, описанных выше. Для определения требуемых параметров было проведено математическое моделирование ЭУ в программной среде COMSOL Multiphysics, на основе метода конечных элементов. Такой подход находят в последнее время все большее применение [7-9]. При этом исследуемое пространство представляется в виде конечного числа элементарных объемов. Для каждого такого элемента записывается волновое уравнение относительно неизвестной амплитуды звукового давления. Сопрягая решения для всех конечных элементов, находят звуковые давления в каждом элементарном объеме.

Классическое трёхмерное представление акустического экрана можно упростить – пренебречь огибанием звуковой волной экрана по бокам и привести к двумерной модели, в которой акустический экран считается бесконечно длинным и звук способен преодолеть его только, с одной стороны. Подобный переход позволяет существенно повысить количество конечных элементов в модели, так как расчет двумерной задачи несомненно проще, чем трехмерной. Число элементов разбиения в нашем случае получилось приблизить к двадцати миллионам, что обеспечивает необходимую точность расчёта в широком спектре частот.

Модель ЭУ представляет собой параллелепипед, длина которого на 1 м превышающей длину трансформатора, а значение высоты варьировалось для нахождения оптимального варианта эффективности экрана. Граничные условия для металлических поверхностей акустического экрана – абсолютно жесткая стенка. Все элементы подвижного состава, представленные в модели, также принимаются абсолютно жесткими. Шум от трансформатора задается как излучение от площадных источников, поверхностей, которые формируют модель трансформатора, амплитудой 1 Па.

Подстилающая поверхность характеризуется некоторым поглощением, соответствующим поглощению звука слоем щебня. Данные коэффициента звукопоглощения α (табл. 2) были выбраны в соответствии с работой [10].

Табл. 2. Значения коэффициента звукопоглощения

Наименование подстилающей поверхности	Значения α в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Щебень	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2

Вначале был проведен расчет для модели без ЭУ. Результатом расчета являются уровни звукового давления в РТ (рис. 5) и картины распределения звукового давления в рассматриваемом пространстве. В качестве примера на рис. 6 представлена исходная картина распределения звукового давления в окрестности электровоза в его в поперечной плоскости на частоте 4000 Гц.

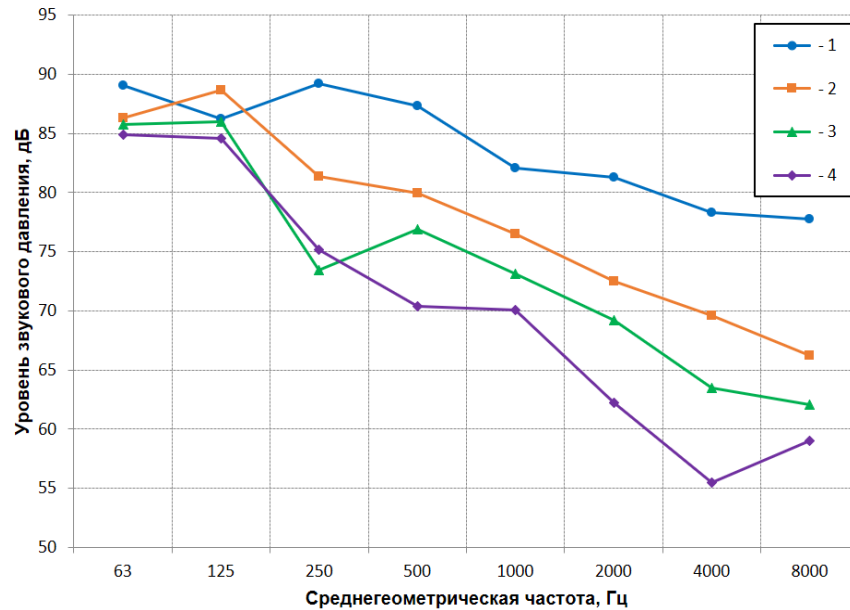


Рис. 5. Рассчитанные УЗД в РТ: 1 – модель без ЭУ; 2 – модель с ЭУ без ЗПМ; 3 – модель с ЭУ с ЗПМ; 4 – модель с ЭУ с ЗПМ (высота + 150 мм)

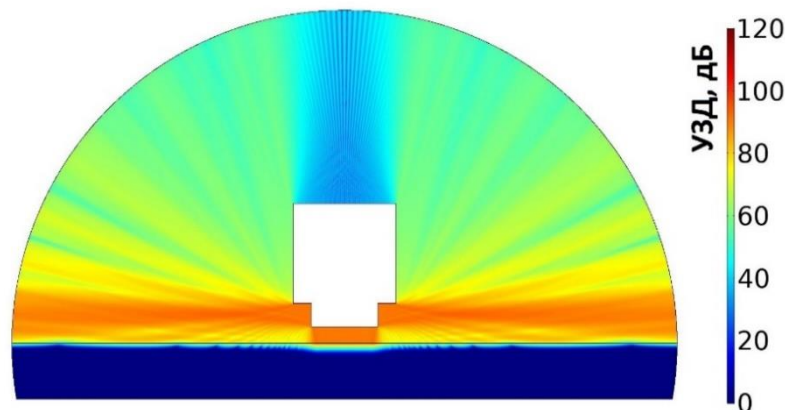


Рис. 6. Исходная картина распределения звукового давления на частоте 4000 Гц для подстилающей поверхности типа щебня

Следующим этапом расчета является определение УЗД в РТ для модели с ЭУ. В качестве первой модели ЭУ рассматривался абсолютно жесткий экран, толщиной 3 мм, расположенный в один уровень с внешней боковой стенкой кузова электровоза (рис. 3). Высота ЭУ принималась равной высоте тягового трансформатора. Вторая модель ЭУ представляет собой многослойную конструкцию, сочетающую в себе жесткий экран с расположенным на внутренней стороне ЗПМ, толщиной 100 мм. Для третьей модели ЭУ высота была увечена на 150 мм. Расчетные величины УЗД в РТ для трех моделей ЭУ представлены на рис. 5. Из результатов расчета видно, что модель ЭУ в виде жесткого экрана не обладает требуемой эффективностью. Для второй модели наблюдается увеличение эффективности снижения уровня звука трансформатора, которая составляет 12 и

15 дБ на частоте 2000 и 4000 Гц, соответственно. Эффективность ЭУ данной конфигурации обладает требуемой эффективностью, однако при проектировании ЭУ необходимо закладывать эффективность с некоторым запасом, так как в условиях эксплуатации уровни звука тягового трансформатора могут быть выше измеренных. Таким образом, для снижения шума тягового трансформатора было выбрано ЭУ в виде многослойной конструкции с ЗПМ и высотой на 150 мм больше высоты трансформатора. На рис. 7 представлена цветовая схема распределения звукового давления на частоте 4000 Гц для модели с ЭУ.

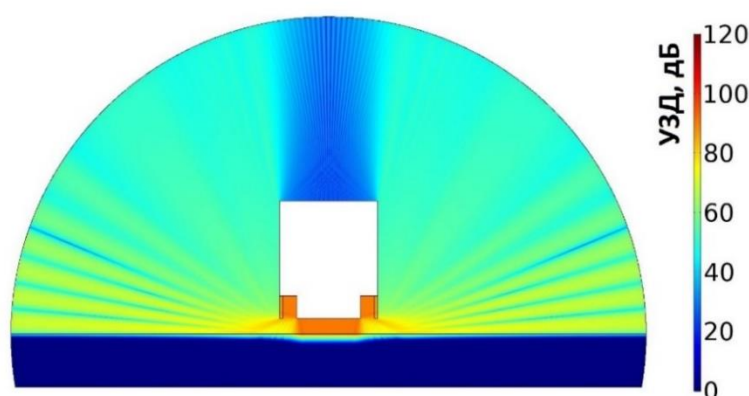


Рис. 7. Картина распределения звукового давления на частоте 4000 Гц для модели с ЭУ для подстилающей поверхности типа щебня

Дополнительно исследовался случай, когда подстилающая поверхность принималась абсолютно жесткой (коэффициент отражения такой поверхности равен единице). Такой случай можно рассматривать, например, если электропоезд находится в депо. Для сравнения на рис. 8 представлена цветовая схема распределения звукового давления на частоте 4000 Гц для модели с ЭУ, когда подстилающая поверхность характеризуется абсолютным отражением.

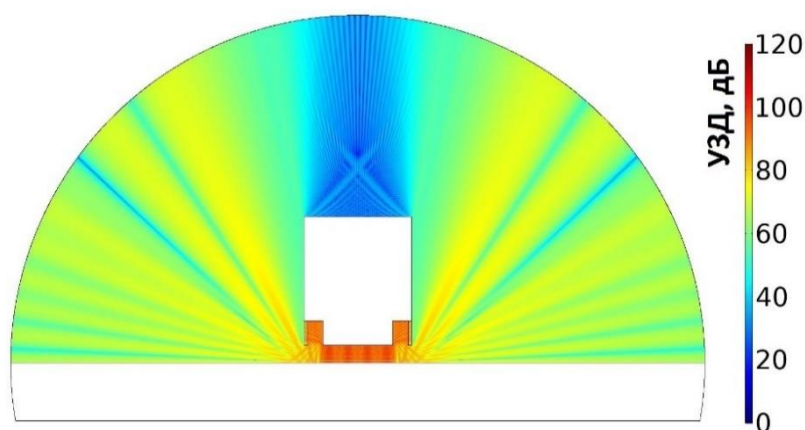


Рис. 8. Распределение звукового давления на частоте 4000 Гц для модели с ЭУ для абсолютно жесткой подстилающей поверхности

Из анализа данных, полученных в результате расчета, для разных характеристик подстилающих поверхностей следует, что эффективность ЭУ для жесткой подстилающей поверхности несколько ниже, что еще раз подтверждает целесообразность выбора параметров ЭУ, обладающего большей эффективностью, чем расчетной.

После оборудования электропоезда ЭУ были произведены измерения уровня звука внешнего шума [3]. Результаты представлены в виде распределения уровней внешнего шума (рис. 9).

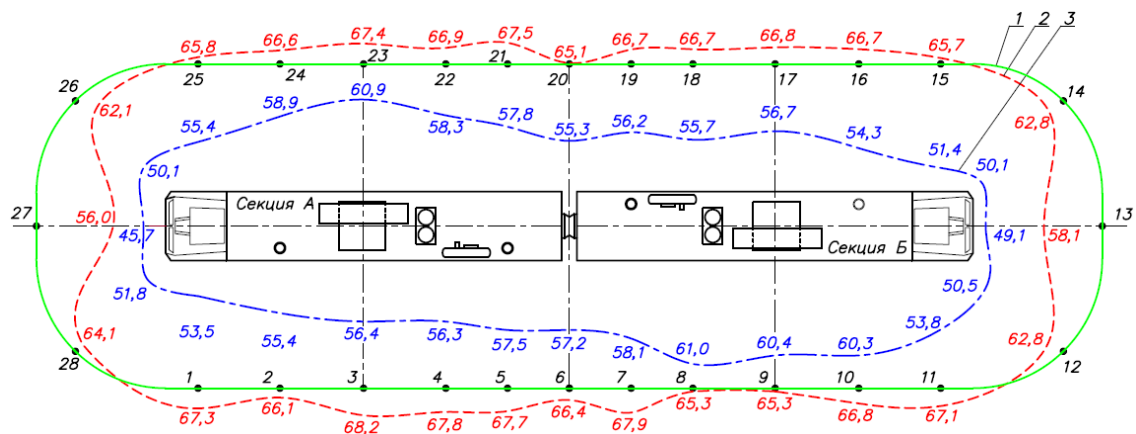


Рис. 9. Распределение уровня внешнего шума электровоза на стоянке, работающего в режиме переменного тока: 1 – нормируемое ГОСТ Р 55364-2012 значение уровня внешнего шума электровоза на стоянке $L_A = 65$ дБА; 2 – распределение уровня шума электровоза без ЭУ; 3 – распределение уровня шума электровоза, оборудованного ЭУ

В результате установки ЭУ уровни внешнего шума тяговых трансформаторов магистрального электровоза двойного питания при работе на стоянке снижены в точках измерения на 3,5 – 13,5 дБА. Данное мероприятие позволило обеспечить соответствие электровоза нормативным требованиям.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований для снижения уровня шума тягового трансформатора было предложено установить в подкузовной части электровоза экранирующее устройство, обладающее требуемой эффективностью. Выбор конфигурации и параметров ЭУ был осуществлен с помощью расчета в программной среде COMSOL Multiphysics. Установка ЭУ позволила снизить уровень внешнего шума и обеспечила соответствие электровоза нормативным требованиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карецкая Т.Д., Пфаф В.Ф. Профессиональная заболеваемость на железнодорожном транспорте // Медицина труда и промышленная экология. 2015. № 1. С. 1 – 5.
2. Рыбникова А.Е., Берг Р.А. Влияние производственного шума и вибрации на развитие профессиональной тугоухости машинистов // В мире научных открытий. 2010. № 10. С. 104 – 106.
3. Носков М.Ю., Нестеров Н.С., Хлобыстов Ю.А. Исследование характеристик внешнего шума электровоза двойного питания // Вестник ВНИИЖТ. 2019. Т. 78. № 2. С. 105 – 113.
4. Справочник по технической акустике / Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. Л.: Судостроение, 1980.
5. Нестеров Н.С. Исследование внешнего шума электровоза нового поколения // Акустика среды обитания: сб. тр. Третьей Всерос. конф. молодых ученых и специалистов (АСО-2018, Москва, 18 мая 2018 г.) / под ред. А. И. Комкина. М., 2018. С. 183 – 188.
6. Методика проведения специальной оценки условий труда, утвержденная Приказом Министерства труда и социальной защиты РФ от 24 января 2014 г. N 33н.
7. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. On the attached length of orifices // Acoustical Physics. 2012.v.58. №6. P.628–632.
8. Komkin A.I., Mironov M.A., Yudin S.I. Eigenfrequency of a Helmholtz Resonator at the Wall of a Rectangular Duct // Acoustical Physics. 2014. v. 60. №2. P.142–147.

9. Komkin A.I., Bykov A.I. Inertial attached neck length of Helmholtz resonators // *Acoustical Physics*. 2016. v. 62. № 3. P. 269–279
10. Куклин Д.А. Проблема снижения внешнего шума поездов в источнике и на пути распространения: дис. д-ра техн. наук: 01.04.06. Балтийский гос. технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 2016.

ЗАТУХАНИЕ НЕДИФFUЗНОГО ЗВУКОВОГО ПОЛЯ В ПОМЕЩЕНИИ

А.И. Новоселова¹, Н.Г. Канев^{1,2}

¹*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва*

²*Акустический институт им. акад. Н.Н. Андреева, г. Москва*

E-mail: Allena-Nov@yandex.ru

В работе приведены результаты исследования затухания недиффузного звукового поля в помещении. В лабораторном эксперименте используется модель помещения в форме прямоугольного параллелепипеда размерами 0,7х0,4х0,4 м. Две непараллельные стенки покрыты звукопоглощающим материалом. На третьей стенке, перпендикулярной поглощающим, могут размещаться звукорассеивающие элементы, что позволяет изменять степень диффузности поля. Звуковое поле в таком помещении имеет сильную анизотропию, его энергия затухает по экспоненциально-степенному закону. Измерены кривые затухания звука при различных положениях приемника и источника звука на частотах 4 кГц. Проведено сравнение кривых затухания, проанализирована их зависимость от взаимного расположения излучателя и приемника звука.

Ключевые слова: недиффузное звуковое поле, кривые затухания звука, модельный эксперимент.

ВВЕДЕНИЕ

Хорошо известно, что энергия диффузного звукового поля в помещениях экспоненциально затухает со временем [1]. Для обеспечения диффузности поля необходимо, чтобы помещение имело достаточно сложную форму, а звукопоглощение было равномерно распределено по его стенкам. В помещениях простой формы, например, имеющих форму прямоугольного параллелепипеда, затухание звука происходит по экспоненциально-степенному закону, а если в помещении есть хотя бы одна пара параллельных абсолютно отражающих стенок, то – по степенному [2,3].

Время реверберации – один из главных параметров, используемых для оценки качества звука в помещении [4]. Неэкспоненциальное затухание звука приводит к известным проблемам с определением времени реверберации: нелинейность кривой затухания (зависимость логарифмического уровня звуковой энергии в помещении от времени) приводит к тому, что на разных интервалах падения уровня звука будут разные значения времени реверберации, поэтому его значение существенно зависит от участка измеренной кривой затухания. В предельных случаях значение времени реверберации, вычисленной по разным участкам одной и той же кривой затухания, может отличаться в несколько раз [5]. На практике законы затухания звука, отличные от экспоненциального, встречаются в различных помещениях [6,7].

С другой стороны, создание условий для возникновения недиффузного поля и, как следствие, неэкспоненциального затухания предлагается использовать как прием акустического проектирования концертных залов [8]. Также в недиффузные звуковые поля успешно используются для измерения коэффициента рассеяния звука рельефными поверхностями [9-13].

Теория затухания звука в прямоугольных помещениях с неравномерным распределением звукопоглощения развита достаточно хорошо [14-19]: известно несколько подходов к расчету полной звуковой энергии в помещении. Однако нелокальность, т.е. зависимость от точки измерения, законов затухания в достаточной мере не проработана. В настоящей работе приводятся результаты исследования затухания недиффузного звукового поля в модельном эксперименте, проводится анализ зависимости измеренной кривой затухания от расположения источника и приемника звука относительно поглощающих поверхностей.

1. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Для исследования затухания в помещении прямоугольной формы была выбрана модель с размерами $0,7 \times 0,4 \times 0,4$ м. Подробное описание экспериментальной установки приведено в [20], где показано, что лучевое приближение для описания звукового поля в помещении справедливо на частотах выше 1500 Гц. На основании этого измерение и оценка кривых затухания выполнялись в октавной полосе со среднегеометрической частотой 4 кГц. Схема эксперимента приведена на рис. 1. Для создания анизотропного поля две непараллельные стенки покрыты звукопоглощающим материалом [10], на рис. 1 эти стенки заштрихованы. На одной из перпендикулярных ей стенок, обозначенной $1'$ на рис.1 могут располагаться звукорассеивающие элементы, поэтому, следуя [11-13], она названа тестовой. Остальные три стенки помещения, непоказанные на рис. 1, являются плоскими и жесткими, т.е. отражении звука от них происходит зеркально с коэффициентом отражения, близким к 1.

Для измерения кривых затухания звука использовалось три положения излучателя и девять положений микрофонов, всего 27 различных комбинаций приемника и излучателя (рис. 1). Громкоговоритель располагался в двугранном угле помещения. Используемый источник звука обладает достаточно широкой диаграммой направленности, чтобы считать звуковое поле изотропным в начале импульсного отклика. Девять различных положений приемника звука находились в одной плоскости, параллельной нижней и верхней стенкам помещения примерно на одинаковом удалении от них.

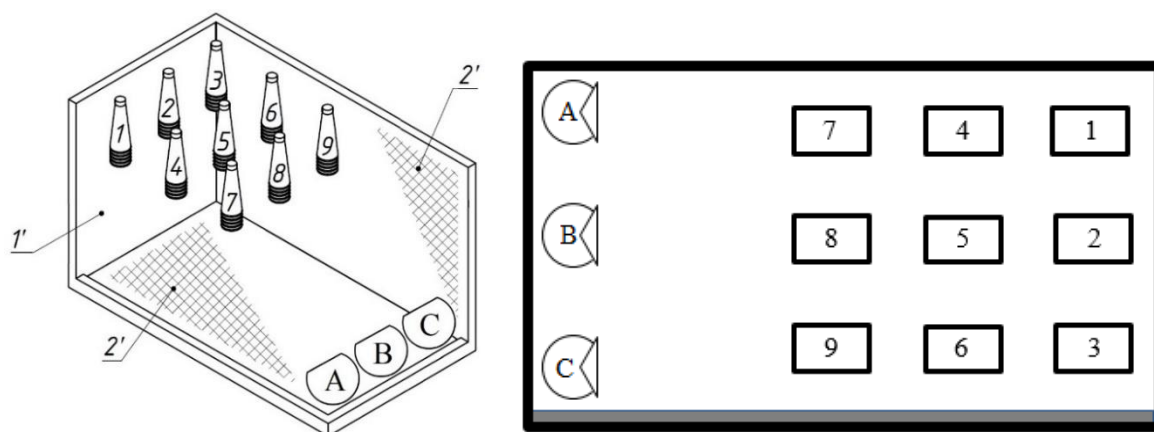


Рис. 1. Модель помещения: А,В,С – положения излучателя звука, 1-9 – положения микрофона, $1'$ – тестовая стенка, $2'$ – стенки с звукопоглощающим материалом

Широкополосной сигнал возбуждения подавался на громкоговоритель, в результате обработки записанного микрофоном сигнала извлекался импульсный отклик. Далее выполнялась его фильтрация в октавной полосе со среднегеометрической частотой 4 кГц и вычислялась кривая затухания, которая и была окончательным результатом измерения. Анализ влияния положений громкоговорителя и микрофона проводится по измеренным кривым затухания звука.

Модельный эксперимент состоял из двух этапов. На первом этапе оценивалось влияние взаимного расположения приемника и источника звука при отсутствии звуко-рассеивающих элементов на тестовой стенке, в этом случае звуковое поле в помещении имеет максимальную анизотропию. На втором этапе оценка происходила при наличии кубических рассеивателей, расположенных в шахматном порядке, в этом случае поле более диффузно [11]. Однако, в [11] измерения только проводились при одном расположении громкоговорителя и микрофона.

2. ВРЕМЯ РЕВЕРБЕРАЦИИ

2.1. Измерения с гладкой тестовой стенкой

Для каждой комбинации положения излучателя и приемника измерена кривая затухания, с помощью которой определены значения времени реверберации T_{20} и T_{30} согласно [4] в октавной полосе со среднегеометрической частотой 4 кГц. На рис. 2 представлены значения времени реверберации T_{20} и T_{30} для каждой из девяти точек измерения и для положений излучателя А, В, С. Серым цветом на рис. 2 обозначена стенка, покрытая звукопоглощающим материалом.

Значение T_{30} для всех комбинаций излучатель-приемник превышает значение T_{20} , что говорит о неэкспоненциальном затухании звука в помещении. Более того, при такой значительной разнице между значениями T_{20} и T_{30} время реверберации помещения не является однозначно определяемой величиной [4,5], однако мы будем использовать эти величины для характеристики скорости затухания звука.

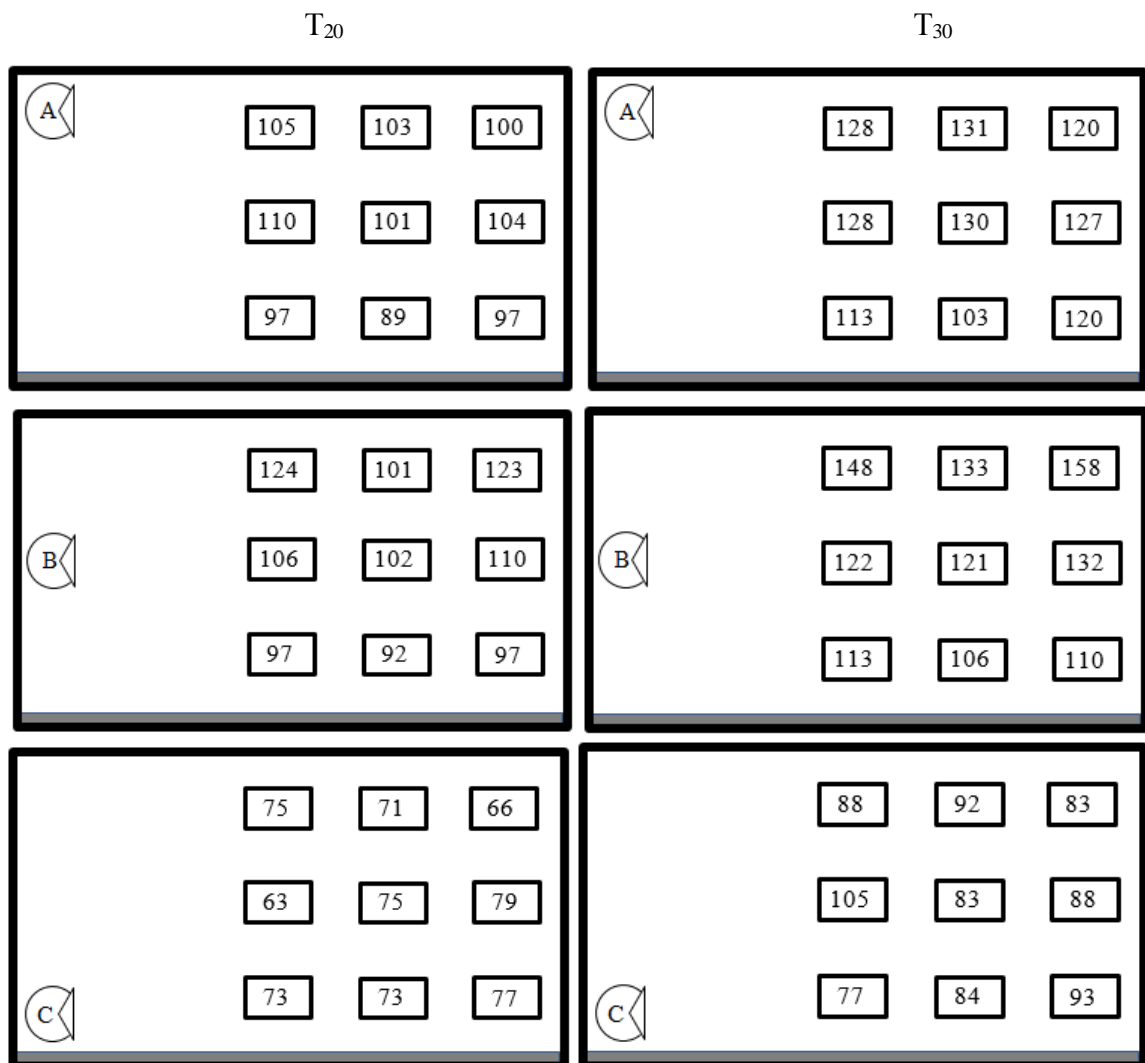


Рис. 2. Измеренные значения времени реверберации T_{20} и T_{30} (мс) для различных положений излучателя и приемника в помещении с гладкой тестовой стенкой

В первую очередь отметим, что измеренные значения времени реверберации сильно отличаются для различных конфигураций «излучатель-приемник»: максимальные значения T_{20} и T_{30} составляют 124 и 158 мс, минимальные – 63 и 77 мс.

Для оценки разброса измеренных значений проведена статистическая обработка полученных данных. В табл. 1 приведены средние значения T_{20} и T_{30} по девяти измерениям для каждого положения излучателя А, В и С, среднее квадратическое отклонение (СКО) и коэффициент вариации V – отношение среднего значения к СКО, а также эти параметры для всех 27 измерений. Наибольший разброс значений наблюдается при положении источника В, наименьший – при положении А.

Таблица 1. Статистический анализ данных (гладкая стенка)

Положение излучателя	T_{20}			T_{30}		
	Среднее, мс	СКО, мс	V , %	Среднее, мс	СКО, мс	V , %
А	101,1	4,5	4,5	122,7	8,3	6,8
В	105,8	8,7	8,2	126,9	13,6	10,7
С	72,4	3,9	5,4	88,2	5,8	6,6
Все измерения	93,2	14,1	15,1	112,8	17,7	15,7

2.2. Измерения с рассеивающей стенкой

Аналогичные измерения проведены в помещении с тестовой стенкой, на которой размещаются 61 звукорассеивающий элемент в форме куба 3.5х3.5х3.5 см. На рис. 3 представлены значения времени реверберации T_{20} и T_{30} для различных конфигураций «излучатель-приемник».

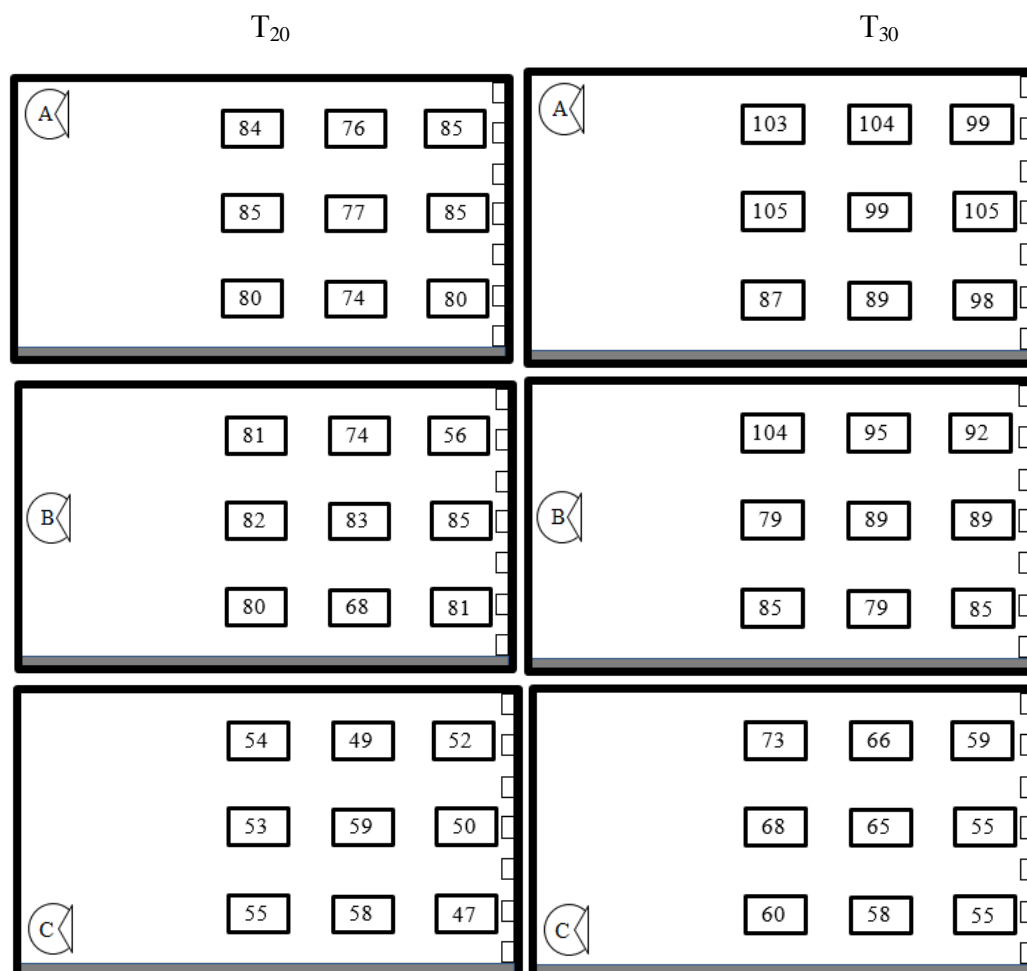


Рис. 3. Измеренные значения времени реверберации T_{20} и T_{30} (мс) для различных положений излучателя и приемника в помещении с рассеивающей тестовой стенкой

Значения T_{20} и T_{30} также значительно отличаются, поэтому поле при введении звукорассеивающих элементов остается достаточно недиффузным.

Результаты статистической обработки экспериментальных данных приведены в табл. 2. Во-первых, наблюдается снижение времени реверберации после установки рассеивателей, это связано с тем, что рассеянный звук попадает на поглощающие стенки и затухание звуковой энергии в помещении происходит быстрее [11]. Во-вторых, разброс абсолютных значений, т.е. СКО, стал меньше по сравнению с помещением с гладкой тестовой стенкой, однако, его относительный разброс, т.е. V , имеет примерно такие же значения для T_{20} и заметно меньшие для T_{30} при положениях излучателя А и В.

Таблица 2. Статистический анализ данных (с рассеивающими элементами)

Положение излучателя	T_{20}			T_{30}		
	Среднее, мс	СКО, мс	V , %	Среднее, мс	СКО, мс	V , %
А	80,8	3,6	4,5	99,0	5,0	5,0
В	76,8	7,0	9,1	88,3	5,8	6,6
С	53,2	3,0	5,6	62,6	5,3	8,5
Все измерения	69,5	12,9	18,5	82,3	14,9	18,4

3. КРИВЫЕ ЗАТУХАНИЯ

Более подробно влияние положения излучателя и приемника на закон затухания звука может быть проанализировано из сравнения кривых затухания. Условные обозначения положений излучателя и микрофона приведены на рис. 1. Результаты сравнения кривых затухания для разных конфигураций «приемник-излучатель» представлены на рис. 4-10 для гладкой тестовой стенки (а) и тестовой стенки с рассеивателями (б). Далее каждая конфигурация обозначается буквой и цифрой, например, А2 – излучатель находится в положении А, а микрофон – в положении 2. Проанализируем их.

На рис. 4 приведены кривые затухания, измеренные в центре участка, на котором располагались микрофоны (положение 5), для трех различных положений излучателя. Для обоих типов стенки кривые затухания при расположении излучателя в позициях А и В близки друг к другу, а кривая затухания для позиции С, ближайшей к поглощающей стенке, значительно от них отличается: она имеет более резкий наклон. В случае рассеивающей тестовой стенки кривые затухания близки к прямым линиям, т.е. затухание происходит почти экспоненциально. Можно сделать вывод, что при приближении источника звука к поглощающей стенке затухание звука происходит быстрее.

На рис. 5 представлены кривые затухания, измеренные на линии (позиции микрофона 4, 5, 6), равноудаленной от тестовой стенки, при одном положении излучателя (положение А). Для обоих типов стенки кривые затухания несколько отличаются друг от друга, при этом затухание звука происходит быстрее при приближении микрофона к поглощающей стенке. Хотя полученные изменения меньше, чем при приближении излучателя к поглощающей стенке.

Рассмотрим зависимость кривых затухания от продольного изменения положения микрофона. На рис. 6 представлены результаты измерений при центральном расположении источника (положение В) и микрофонов (позиции 2, 5, 8). В целом кривые затухания близки друг к другу, поэтому зависимость кривой затухания от положения микрофона на центральной оси помещения невелика.

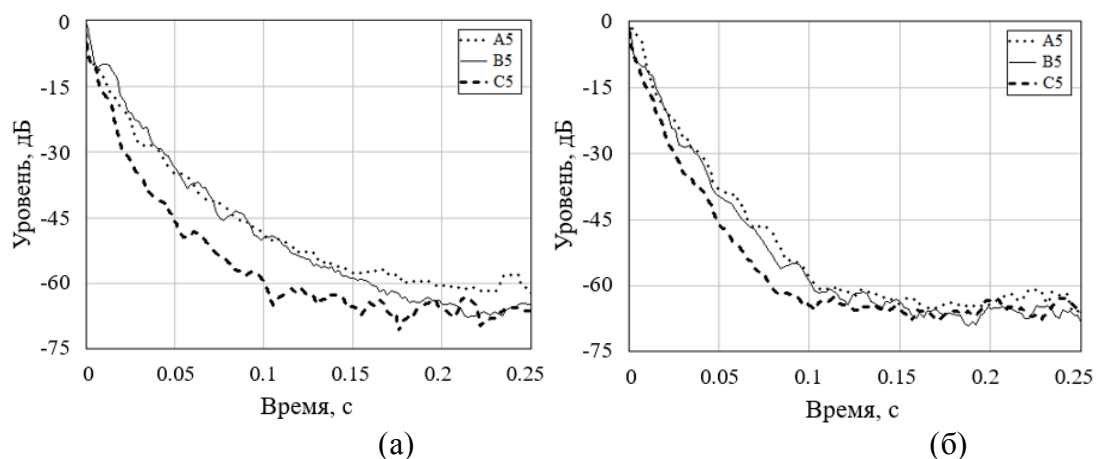


Рис. 4. Кривые затухания для различных положений (А В, С) излучателя и микрофона в позиции 5 с гладкой (а) и рассеивающей (б) тестовой стенкой

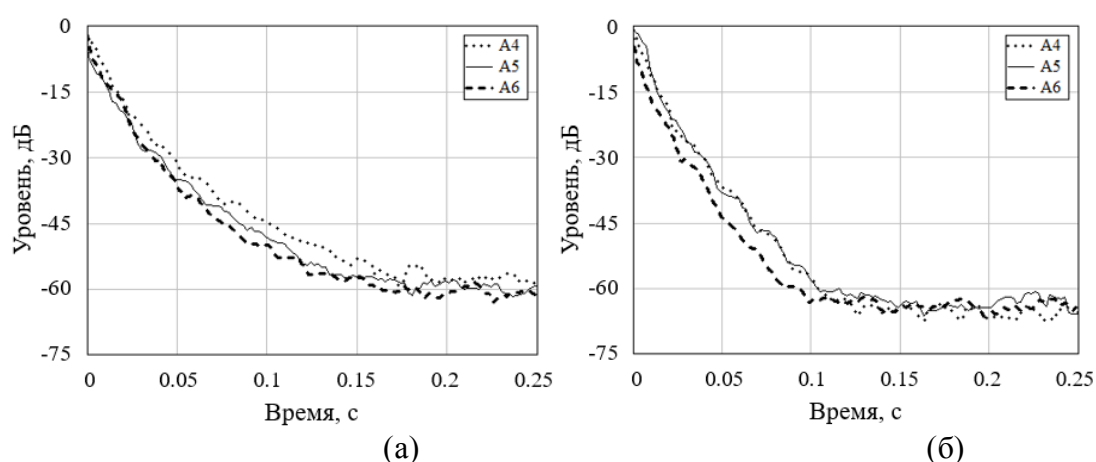


Рис. 5. Кривые затухания для положения А излучателя и расположения микрофона в позициях 4, 5 и 6 с гладкой (а) и рассеивающей (б) тестовой стенкой

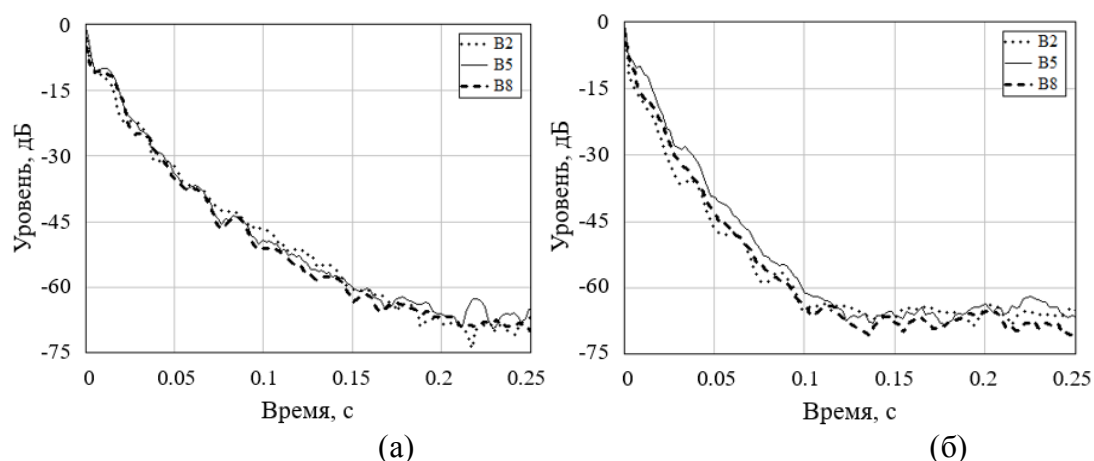


Рис. 6. Кривые затухания для положения В излучателя и расположения микрофона в позициях 2, 5 и 8 с гладкой (а) и рассеивающей (б) тестовой стенкой

Смена расположения источника звука меняет ситуацию. На рис. 7 и 8 представлены кривые затухания при расположениях источника в углах (А и С), а приемника звука вдоль помещения. При удалении микрофона от гладкой тестовой стенки спад кривой обретает более резкий характер. В случае рассеивающей тестовой стенки при положении А излучателя звука позиция микрофона не влияет на измерения, при положении С источника такое влияние заметно.

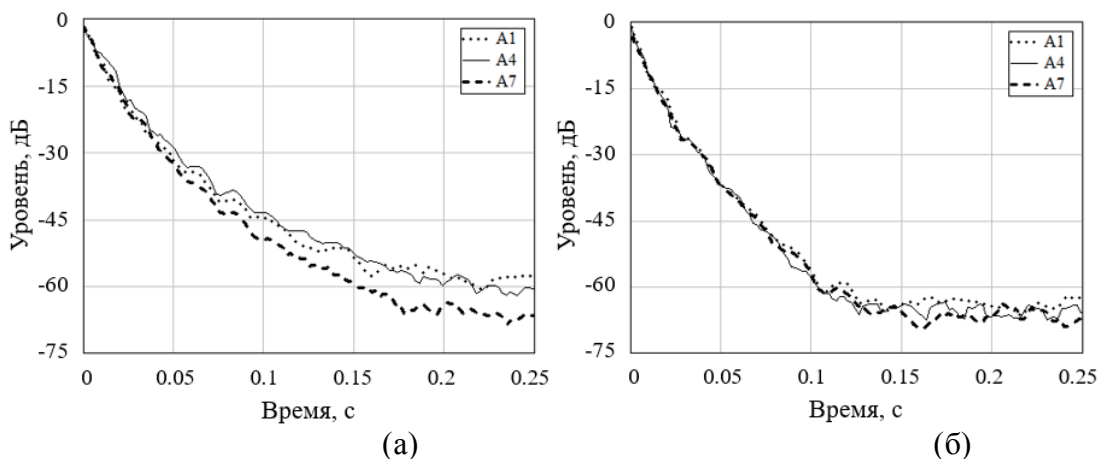


Рис. 7. Кривые затухания для положения А излучателя и расположения микрофона в позициях 1, 4 и 7 с гладкой (а) и рассеивающей (б) тестовой стенкой

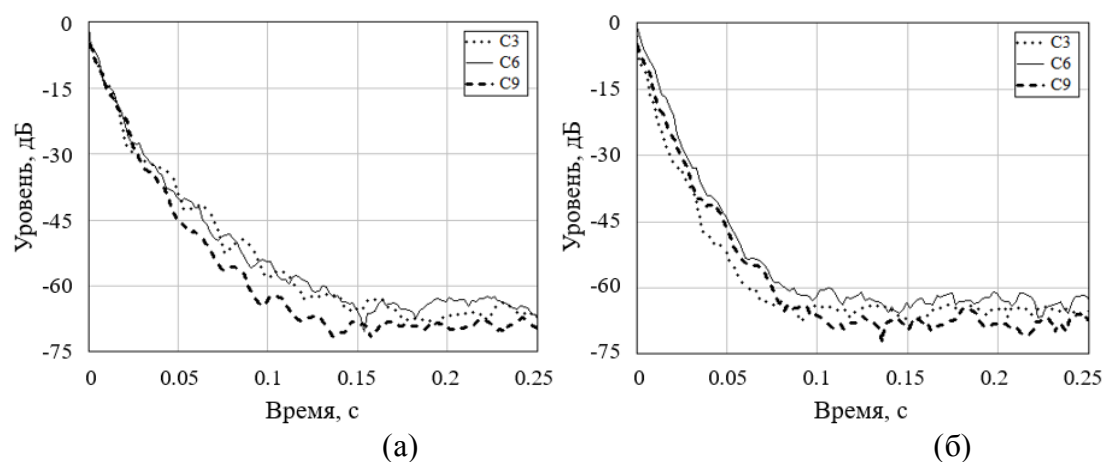


Рис. 8. Кривые затухания для положения С излучателя и расположения микрофона в позициях 3, 6 и 9 с гладкой (а) и рассеивающей (б) тестовой стенкой

Наибольший разброс значений времени реверберации наблюдается при положении В излучателя в помещении с гладкой тестовой стенкой. Данный вывод наглядно представлен на рис. 9.

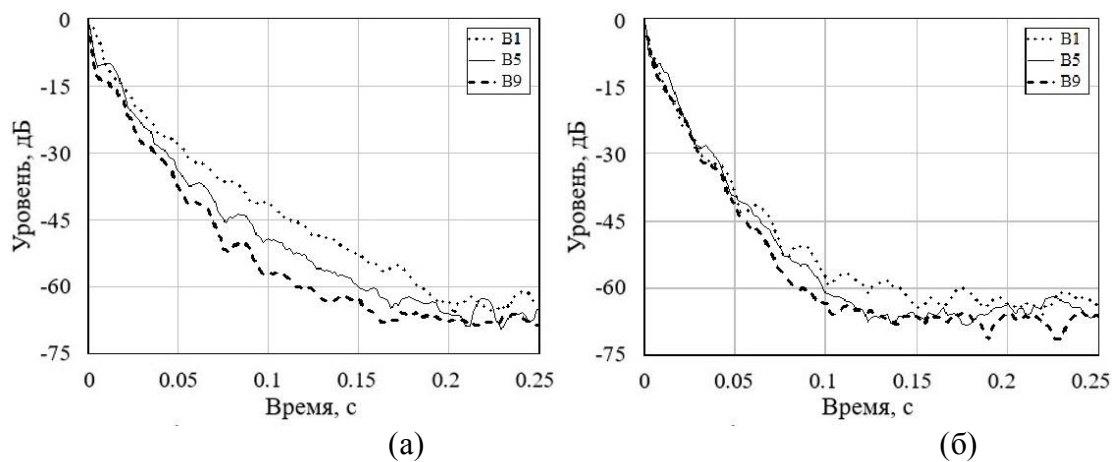


Рис. 9. Кривые затухания для положения В излучателя и расположения микрофона в позициях 1, 5 и 9 с гладкой (а) и рассеивающей (б) тестовой стенкой

На рис. 10 приведены сравнения кривых затухания с самым быстрым (С9) и самым медленным (А1) спадом звукового давления в точке измерения. Две кривые затухания характеризуют разброс результатов 27 измерений: остальные 25 кривых затухания находится между ними.

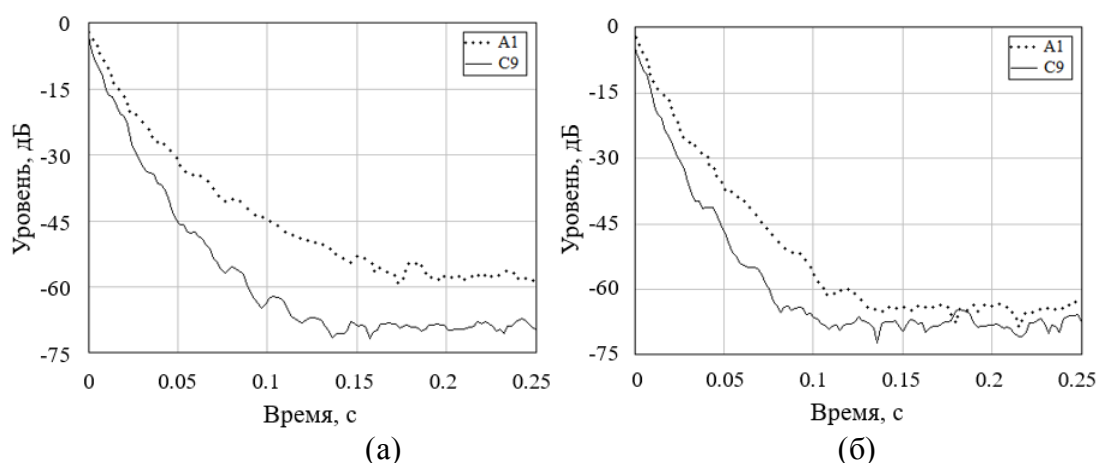


Рис. 10. Кривые затухания для различных положений (А, С) излучателя и микрофона в позициях 1 и 9 с гладкой (а) и рассеивающей (б) тестовой стенкой соответственно

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе приведены результаты модельного эксперимента по исследованию затухания недиффузного звукового поля, созданного в прямоугольном помещении с двумя непараллельными поглощающими стенками. Измерены кривые затухания звука для 27 различных положений излучателя звука и приемника, что позволило проанализировать влияние их взаимного расположения на результаты измерений.

Получен достаточно большой разброс измеренных кривых затухания, а также величин T_{20} и T_{30} , выбранных для характеристики скорости затухания звука. При этом повышение диффузности звукового поля за счет размещения звукорассеивающих элементов на одной из стенок помещения не оказало существенного влияния на разброс. Установлено, что расположение источника звука и приемника вблизи поглощающей стенки приводит к увеличению скорости затухания.

Таким образом, измерение характеристик недиффузного звукового поля очень чувствительно к расположению излучателей звука и приемников, что также наблюдается и в натурных условиях [7]. В связи с этим требуется уточнение теоретических подходов к описанию недиффузного звукового поля, которые сейчас не предсказывают установленные закономерности, а также учет влияния положения излучателей и приемников, а также их диаграмм направленности, в эксперименте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Sabine W.C. Collected Papers on Acoustics. MA: Harvard University Press. – 1922. – P.255.
2. Kuttruff H. Room Acoustics / Kuttruff H – N.Y., 3rd ed., 1991.
3. Канев Н.Г. Затухание звука в прямоугольном помещении с импедансными стенками // Акустический журнал – 2012. – Т. 58; № 5. – С. 656-662.
4. ГОСТ Р ИСО 3382-2-2013. Акустика. Измерение акустических параметров помещений. Часть 2. Время реверберации обычных помещений. - Москва: Стандартинформ, 2014.

5. Канев Н.Г. О проблеме прогнозирования и измерения времени реверберации в прямоугольных помещениях // Сборник трудов Научной конференции, посвященной 100-летию со дня рождения А.В. Римского-Корсакова. Москва, ГЕОС, 2010. С. 83-87.
6. Bistafa S.R., Bradley J.S. Predicting reverberation times in a simulated classroom // J.Acoust. Soc. Am. 2000. 108. P. 1721-1731.
7. Канев Н.Г. Неэкспоненциальное затухание звука в концертных залах // Акустический журнал – 2016. – Т. 62; № 1. – С. 106-110.
8. Barron M., Kissner S. A possible acoustic design approach for multi-purpose auditoria suitable for both speech and music // Appl. Acoustics. – 2017. – P. 42-49.
9. Трушина П.А., Канев Н.Г. Измерение коэффициента рассеяния звука в масштабной модели прямоугольного помещения // Учен. зап. физ. фак-та Моск. ун-та. 2017. № 5. 1751112.
10. Трушина П.А., Канев Н.Г. О возможности измерения анизотропии коэффициента рассеяния звука в недиффузном поле // Сборник трудов Второй всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 19 мая 2017, г. Москва. С.195-203.
11. Лаврова М.А., Канев Н.Г. Рассеяние звуковых волн кубическими элементами в модельном эксперименте // Сборник трудов Третьей всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 18 мая 2018, г. Москва. С.163-170.
12. Лаврова М.А., Канев Н.Г. Звукорассеивающие свойства поверхностей с объемными элементами // Сборник трудов Четвертой всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 24 мая 2019, г. Москва. С.115-126.
13. Лаврова М.А., Канев Н.Г. Экспериментальное исследование рассеивателей звука различной формы // Учен. зап. физ. фак-та Моск. ун-та. 2020. № 1. 2010601.
14. Sakuma T. Approximate theory of reverberation in rectangular rooms with specular and diffuse reflections // J. Acoust. Soc. Am. 2012. 132 (4). P.2325-2336.
15. Hanyu T. A theoretical framework for quantitatively characterizing sound field diffusivity based on scattering coefficient and absorption coefficient of walls // J. Acoust. Soc. Am. 2010. 128 (3). P.1140-1148.
16. Сергеев М.В. Акустические свойства прямоугольных помещений различных пропорций // Акуст. журн. 1979. Т. 25. № 4. С. 591-598.
17. Kanev N. Sound decay in a rectangular room with specular and diffuse reflecting surfaces // Proc. of Forum Acusticum, June 27 – July 1, 2011, Aalborg, Denmark. P. 1935-1940.
18. Kuttruff K.H. Sound decay in reverberation chambers with diffusing elements // J. Acoust. Soc. Am. 1981. 69 (6). P.1716-1723.
19. Tohyama M. Equivalent sound absorption area in a rectangular reverberant room (Sabine's sound absorption factor) // J. Sound Vib. 1986. V.108. № 2. P. 339-343.
20. Трушина П.А. Исследование реверберации звука на физической модели прямоугольного помещения // Сборник трудов Первой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 13 мая 2016. г. Москва. С. 166-172.

ВЛИЯНИЕ ПОДСТИЛАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АКУСТИЧЕСКОГО ЭКРАНА

С.Н Оганесян, А.И. Комкин

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г.Москва

E-mail: akomkin@mail.ru

Рассмотрены особенности оценки акустической эффективности шумозащитного экрана при наличии подстилающей поверхности. Для упрощения анализа источник шума и расчетная точки располагаются симметрично по обеим сторонам экрана. Их положение определяется углом α и эффективной высотой экрана. Проанализировано влияние угла α на эффективность полубесконечного экрана, а затем снижение этой эффективности при наличии подстилающей поверхности.

Ключевые слова: источник шума, излучение, звуковое давление, подстилающая поверхность, импеданс, отражение

ВВЕДЕНИЕ

Пожалуй, главным средством защиты от шума, особенно транспортного, на территории жилой застройки является акустический (шумозащитный) экран. Конструктивно шумозащитные экраны различаются по форме и материалом их которых они изготовлены. Исследованиям шумозащитных экранов, как теоретического, так и экспериментального плана, посвящено достаточно большое количество публикаций как в нашей стране, так и за рубежом [1-17]. Теоретическое рассмотрение акустического экрана основано на использовании оптико-дифракционной теории. Однако, теория эта весьма сложна и может быть использована только при целом ряде допущений.

На практике расчет эффективности акустических экранов осуществляется с использованием формулы Маекавы [1-3], являющейся результатом аппроксимации экспериментальных данных. Основой этой формулы является число Френеля, учитывающее помимо длины звуковой волны также и разность хода звуковых лучей при наличии и отсутствии акустического экрана. Такой подход к расчету привлекает своей простотой, но имеет свои ограничения, так как справедлив только для полубесконечного абсолютно жесткого экрана. Поэтому он не может учитывать наличия подстилающей (отражающей) поверхности, на которой размещается экран. Конечно, при этом не могут учитываться и характеристики подстилающей поверхности и материала экрана. Учет данных факторов при расчете аналитическими методами весьма непросто, поэтому очень часто в технической акустике расчетах шума, влиянием на получаемые результаты этой поверхности пренебрегают. Хотя этим вопросам и продолжает уделяться большое внимание [4-16], основным инструментом в ближайшей перспективе будут численные расчеты [17]. В данной работе с помощью простой аналитической модели рассматривается акустический экран, расположенный на подстилающей поверхности, с целью получения закономерности влияния этой поверхности на акустическую эффективность экрана.

1. ПОЛУБЕСКОНЕЧНЫЙ ЭКРАН

В отсутствие подстилающей поверхности акустическая эффективность экрана ΔL , дБ, будет зависеть от числа Френеля $N=2\delta/\lambda$, где δ – так называемая разность пути, показывающая на сколько путь проходимый звуковым лучом от точечного источника

звука до расчетной точки через верхнюю кромку экрана отличается от прямого расстояния от источника до расчетной точки; λ – длина звуковой волны. Для $N \geq 1$ величина ΔL определяется формулой Маекавы:

$$\Delta L = 10 \lg(20N). \quad (1)$$

Представим формулу Маекавы (1) в виде двух составляющих

$$\Delta L = 10 \lg(40\delta) + 10 \lg(1/\lambda) = \Delta L_{\delta} + \Delta L_{\lambda}. \quad (2)$$

Первая из составляющих в (2) определяется только разностью пути, а вторая – длиной звуковой волны. Так как в данной работе нас будет прежде всего интересовать влияние взаимного расположения источника шума и расчетной точки относительно экрана, то в дальнейшем нами будем рассматриваться только первая составляющая эффективности экрана ΔL_{δ} .

Формула Маекавы, определяющая эффективность полубесконечного экрана, на удивление простая, в которой геометрия задачи определяется только одним параметром – разностью пути. С другой этот параметр не связан однозначно с конкретным расположением источника звука и расчетной точки относительно экрана. Что бы сделать анализ акустической эффективности экрана более привязанными к конкретным координатам точек расположения источника звука и расчетной точки рассмотрим для упрощения, что эти точки располагаются симметрично относительно экрана.

На первом этапе рассмотрим такой подход применительно к полубесконечному экрану, расчетная схема которого представлена на рис. 1. В такой расчетной схеме координаты источника шума и расчетной точки задаются углом α и эффективной высотой экрана h_e .

Разность пути для такой модели

$$\delta_1 = 2a_1 - c_1. \quad (3)$$

Учитывая, что при этом

$$a_1 = h_e / \sin \alpha; \quad c_1 = 2h_e / \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

получим

$$\delta_1 = 2h_e \operatorname{tg}(\alpha/2). \quad (5)$$

При $\alpha \rightarrow 0 \operatorname{tg}(\alpha/2) \rightarrow 0$ и $\delta_1 \rightarrow 0$.

При $\alpha \rightarrow 90^\circ \operatorname{tg}(\alpha/2) \rightarrow 1$ и $\delta_1 \rightarrow 2h_e$.

Таким образом, получим

$$\Delta L_{\delta 1} = 10 \lg[80h_e \operatorname{tg}(\alpha/2)]. \quad (6)$$

Рис. 1. Расчетная схема полубесконечного экрана

На рис. 2 представлены характеристики полубесконечного экрана, которые показывают, что с увеличением угла α разность пути δ_1 плавно возрастает в соответствии с тангенциальной зависимостью и при $\alpha \rightarrow 90^\circ$ достигая значение $2h_e$. Эффективность экрана $\Delta L_{\delta 1}$ с ростом α и h_e , как и следовало ожидать, также возрастает. Как показывают графики на рис. 2, а, при увеличении эффективной высоты экрана h_e в два раза величина $\Delta L_{\delta 1}$ возрастает на 3 дБ, что непосредственно следует и из формулы (6). Кроме того, из представленных графиков следует, что при изменении угла α от 15° до 90° величина $\Delta L_{\delta 1}$ увеличивается на 9 дБ. При этом в рассматриваемой области изменения параметров α и h_e эффективность экрана в целом меняется от 10 дБ до 28 дБ.

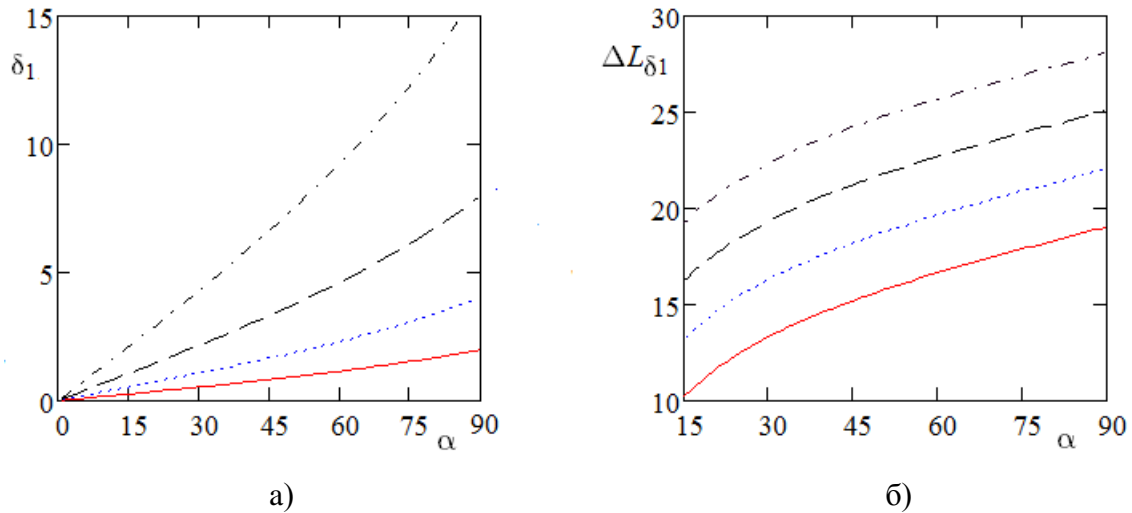


Рис. 2. Зависимость разности пути (а) и эффективности (б) полубесконечного экрана от параметров системы: (—) — $h_e = 1$ м; (.....) — $h_e = 2$ м; (---) — $h_e = 4$ м; (- · -) — $h_e = 8$ м.

2. ПОДСТИЛАЮЩАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ПЕРЕД ЭКРАНОМ ИЛИ ЗА ЭКРАНОМ

Рассмотрим теперь случай, когда перед экраном располагается подстилаящая поверхность. Соответствующая расчетная схема представлена на рис. 3. При этом в данной модели появляется еще один расчетный параметр, h_g , определяющий высоту расположения источника шума над подстилаящей поверхностью. Наличие подстилаящей поверхности приводит к тому, что появляется второй путь прохождения звука в расчетную точку: звук от источника шума сначала падает на подстилаящую поверхность, а затем отражается от нее и, дифрагируя на верхней кромке экрана, попадает наконец в расчетную точку. Формально интерпретируя эту ситуацию, можно считать, что в расчетную точку теперь приходит шум от двух источников. К источнику S_1 добавляется еще источник S_2 .

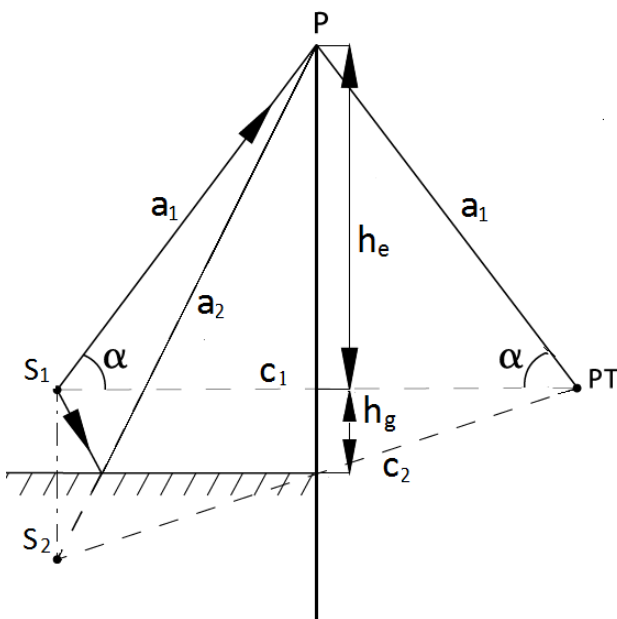


Рис. 3. Расчетная схема с подстилаящей поверхностью перед экраном

Как следует из расчетной схемы, разность пути для второго источника

$$\delta_2 = a_2 + a_1 - c_2, \quad (7)$$

где

$$a_2 = \sqrt{(c_1/2)^2 + (h_e + 2h_g)^2}; \quad (8)$$

$$c_2 = \sqrt{c_1^2 + (2h_g)^2}. \quad (9)$$

С учетом (4) выражения (8), (9) приводятся к виду

$$a_2 = h_e \sqrt{(1/\operatorname{tg} \alpha)^2 + (1 + 2h_{ge})^2}; \quad (10)$$

$$c_2 = 2h_e \sqrt{(1/\operatorname{tg} \alpha)^2 + h_{ge}^2}, \quad (11)$$

где $h_{ge} = h_g/h_e$.

Таким образом, для второго источника эффективность экрана

$$\Delta L_{\delta_2} = 10 \lg(40\delta_2/R_l), \quad (12)$$

где R_I – коэффициент отражения звуковой волны от подстилающей поверхности (для абсолютно жесткой поверхности $R_I=1$).

На рис. 4,а для сравнения представлены характеристики разности пути полубесконечного экрана с $h_e = 6$ м и экрана той же эффективной высоты с подстилающей поверхностью перед ним (источник S_2). Как видим, на границах интервала изменения угла α $[0; 90^\circ]$ разность пути остается постоянной, однако внутри этого интервала характер зависимости разности пути от угла α меняется. Если для полубесконечного экрана эта зависимость описывается вогнутой кривой, при наличии подстилающей поверхности соответствующие кривые становятся выпуклыми, причем чем больше значение параметра h_{ge} , тем более выпуклой становится кривая.

На рис. 4,б приведены зависимости эффективности полубесконечного экрана с $h_e = 6$ м и экрана той же эффективной высоты с подстилающей поверхностью перед ним (источник S_2). Как видим, при $\alpha = 90^\circ$ величина эффективности остается неизменной. Однако в общем случае эффективность экрана для звука, отраженного от подстилающей поверхности возрастает, причем чем больше значение параметра h_{ge} , тем больше эффективность экрана.

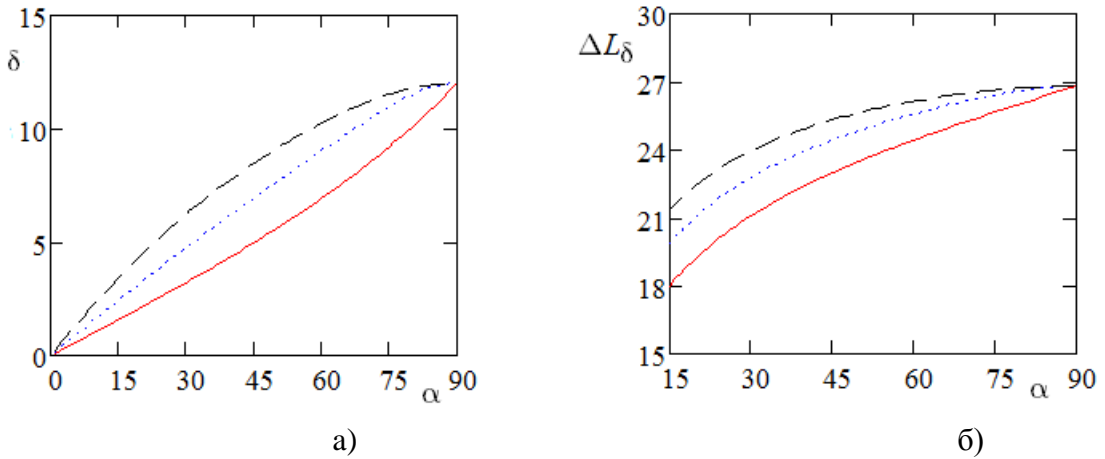


Рис. 4. Зависимость разности пути (а) и эффективности экрана (б) от параметров системы для полубесконечного экрана с $h_e = 6$ м (—) и при наличии подстилающей поверхности перед экраном с той же h_e и $h_{ge} = 1/2$ (.....) и $h_{ge} = 1/4$ (---).

Определим теперь общую эффективность экрана для этой модели. Обозначим через L_{p0} уровень звукового в расчетной точке при отсутствии экрана. Очевидно, что при наличии экрана уровни шума в расчетной точке от источников S_{11} и S_{21} определяются соответственно следующими выражениями

$$L_{p1} = L_{p0} - \Delta L_1 \quad \text{и} \quad L_{p2} = L_{p0} - \Delta L_2. \quad (13)$$

Проведении последующих расчетов будем полагать, что основной и вторичный источник шума являются некоррелированными. Так на практике шум, как правило, носит случайный, а не гармонический характер, то это допущение можно считать правомерным. На этом основании в дальнейшем можно использовать правило логарифмического снижения уровней звукового давления. В соответствии с этим уровень звукового давления в РТ определяется формулой

$$L_{p\Sigma} = 10 \log \left[10^{0,1L_{p1}} + 10^{0,1L_{p2}} \right] = L_{p1} + 10 \log \left[1 + 10^{0,1(L_{p1}-L_{p2})} \right]. \quad (14)$$

или

$$L_{p\Sigma} = L_{p0} - 10 \lg(1/\lambda) - \Delta L_{\delta 1} + 10 \log \left[1 + 10^{0,1(\Delta L_{\delta 1} - \Delta L_{\delta 2})} \right]. \quad (15)$$

В последнем выражении эффективности экрана определяется двумя последними слагаемыми. Если ограничиться компонентой эффективности, связанной с разностью пути, то будем иметь

$$\Delta L_{\delta\Sigma} = \Delta L_{\delta 1} - 10 \log \left[1 + 10^{0,1(\Delta L_{\delta 1} - \Delta L_{\delta 2})} \right]. \quad (16)$$

Так как в (16) выражение под логарифмом всегда больше 1 и значит сам логарифм принимает только положительные значения, то как и следовало ожидать, наличие подстилающей поверхности перед экраном приводит к снижению его акустической эффективности экрана в сравнении с эффективностью бесконечного экрана.

На рис. 5,а представлены для сравнения графические зависимости общей эффективности экрана при отсутствии и наличии подстилающей поверхности перед экраном

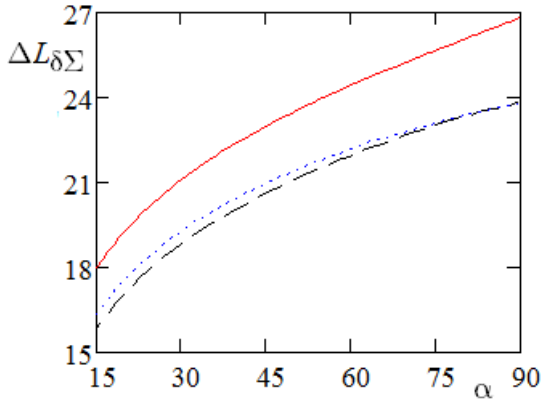


Рис. 5. Эффективность экрана при действии двух источников при $h_e = 6$ м, $h_{ge} = 1/2$ (.....) и $h_{ge} = 1/4$ (---) с эффективностью полубесконечного экрана (—).

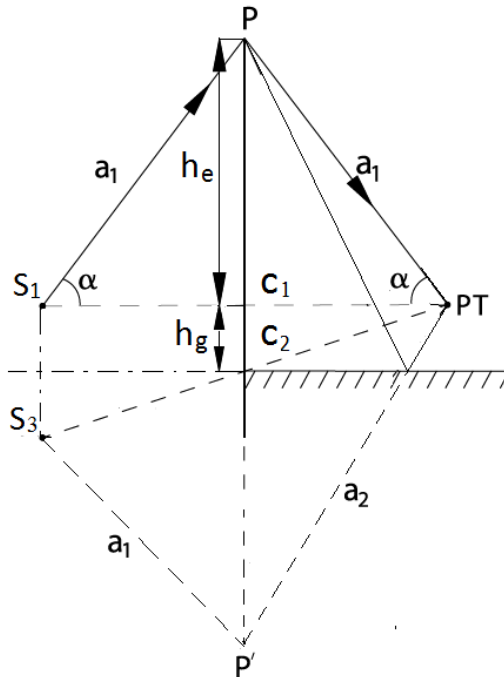


Рис. 6. Расчетная схема с подстилающей поверхностью за экраном

от параметров системы. характеристики полубесконечного экрана. Из этих графиков следует, что учет отражения от подстилающей поверхности заметно снижает общую эффективность экрана, так что при больших α это снижение может достигать 3 дБ.

Рассмотрим теперь случай, когда поверхность располагается за экраном. Соответствующая расчетная схема представлена на рис. 6. Наличие подстилающей поверхности приводит к тому, что появляется еще один путь прохождения звука в расчетную точку: звук от источника шума сначала дифрагирует на верхней кромке экрана и падает на подстилающую поверхность, а затем отражается от нее, попадает в расчетную точку. Формально интерпретируя эту ситуацию, можно считать, что в расчетную точку теперь приходит шум от двух источников. К источнику S_1 добавляется еще источник S_3 .

Для источника S_3 разность пути

$$\delta_3 = a_1 + a_2 - c_2 = \delta_2. \quad (17)$$

Отсюда следует, что для третьего источника эффективность экрана такая же, как и для второго источника:

$$\Delta L_{\delta 3} = \Delta L_{\delta 2}. \quad (18)$$

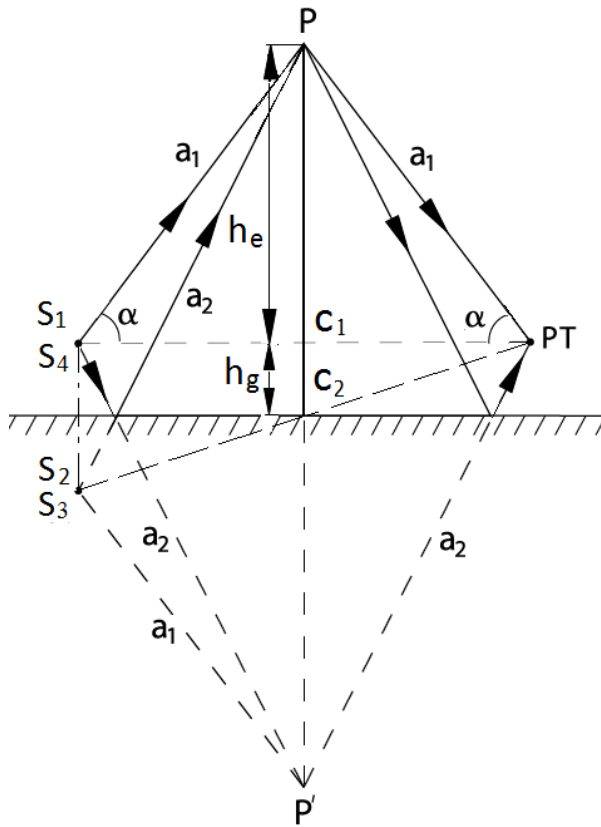
Если теперь рассмотреть случай, когда в расчетную точку попадает звук одновременно от трех источников шума S_1 , S_2 и S_3 , то с учетом (18) по аналогии с (16) получим следующую формулу для общей эффективности экрана

$$\Delta L_{\delta\Sigma} = \Delta L_{\delta 1} - 10 \log \left[1 + 2 \cdot 10^{0,1(\Delta L_{\delta 1} - \Delta L_{\delta 2})} \right]. \quad (19)$$

При этом можно получить такие же графические зависимости, что и на рис. 5, с тем отличием, что кривая эффективности располагается ниже примерно на 1,5 дБ.

3. ЭКРАН НА ПОДСТИЛАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

Рассмотрим теперь практически важный случай, когда экран располагается на подстилающей поверхности. Соответствующая расчетная схема представлена на рис. 7.



Наличие такой подстилающей поверхности приводит к тому, что появляется еще один путь прохождения звука в расчетную точку: звук от источника шума падает на подстилающую поверхность и отражаясь от нее дифрагирует на верхней кромке экрана, после чего снова падает на подстилающую поверхность, и наконец еще раз отражаясь от нее попадает в расчетную точку. Формально интерпретируя эту ситуацию, можно считать, что такой путь прохождения обеспечивается еще одним источником, S_4 . Таким образом, в рассматриваемой модели действуют уже четыре источника звука, один действительный S_1 и три мнимых (S_2, S_3, S_4).

Как следует из расчетной схемы для источника S_4 разность пути

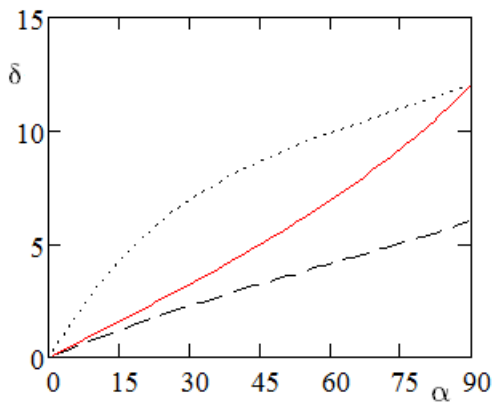
$$\delta_4 = 2a_2 - c_1. \quad (20)$$

Тогда для четвертого источника эффективность экрана

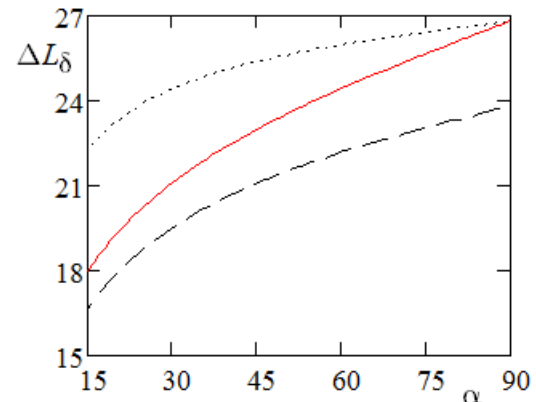
$$\Delta L_{\delta 4} = 10 \lg(40\delta_4 / R_l^2). \quad (21)$$

Рис. 7. Расчетная схема экраном на подстилающей поверхностью

На рис. 8 для сравнения представлены характеристики разности пути и акустической эффективности полубесконечного экрана (источник S_1) и экрана на подстилающей поверхности для источника S_4 .



а)



б)

Рис. 8. Зависимость разности пути (а) и эффективности экрана (б) от параметров системы для полубесконечного экрана с $h_e = 6$ м (—) и для экрана на подстилающей поверхности перед экраном с $h_e = 2$ м и $h_{ge} = 1$ (.....) и $h_{ge} = 1/4$ (---).

Как следует из рис. 8,а, на границах интервала изменения угла α [0; 90°] разность пути для источника S_4 существенно зависит от параметра h_{ge} , значительно возрастающая с его

увеличением. В целом, для одинаковой эффективной высоты экрана разность пути для четвертого источника δ_4 значительно больше, чем разность пути для первого источника δ_1 . Так для угла $\alpha = 90^\circ$ разности пути $\delta_4 = 2h_e(1 + 2h_{ge})$ и $\delta_1 = 2h_e$, так что для $h_{ge}=1$ получим $\delta_4 = 3\delta_1$.

На рис. 8,б приведены зависимости эффективности экрана для источников S_1 и S_4 , которые также показывают, что в общем снижений шума от четвертого источника больше, чем для первого при равной эффективной высоте экрана h_e . Кроме того, для источника S_4 эффективность экрана существенно увеличивается с ростом значений параметра h_{ge} .

Определим теперь общую эффективность экрана над подстилающей поверхностью. Для этого нам надо просуммировать ли теперь рассмотреть случай, когда в расчетную точку попадает звук одновременно от четырех источников шума S_1, S_2, S_3 и S_4 . С учетом (20) и по аналогии с (16) и (19) получим следующую формулу для общей эффективности экрана

$$\Delta L_{\delta\Sigma} = \Delta L_{\delta 1} - 10 \log \left[1 + 2 \cdot 10^{0,1(\Delta L_{\delta 1} - \Delta L_{\delta 2} + 20 \lg R_I)} + 10^{0,1(\Delta L_{\delta 1} - \Delta L_{\delta 4} + 10 \lg R_I)} \right]. \quad (22)$$

Заметим, что формула (22) написана с учетом коэффициента отражения R_I от подстилающей поверхности, тогда как приведенные ранее формулы и результаты получены для абсолютно жесткой подстилающей поверхности с $R_I = 1$.

На рис.9 представлены сравнение эффективностей экрана на подстилающей поверхности и полубесконечного экрана с одинаковой $h_e = 6$ м, которое показывает, что наличие подстилающей поверхности снижает эффективность экранирования в сравнении с полубесконечным экраном и это снижение при больших α и $h_{ge} = 1/4$ достигает практически 6дБ. С увеличением относительной высоты h_{ge} величина снижения эффективности становится несколько меньше, особенно при малых α .

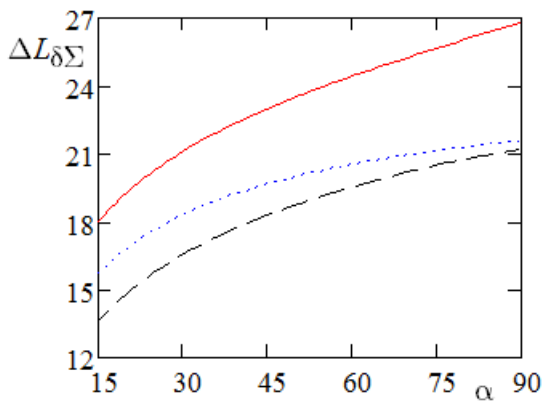


Рис. 9. Сравнение эффективностей экранов с $h_e = 6$ м расположенного на подстилающей поверхности с $h_{ge} = 1$ (.....), $h_{ge} = 1/4$ (— —), $K=1$ и полубесконечного экрана (—).

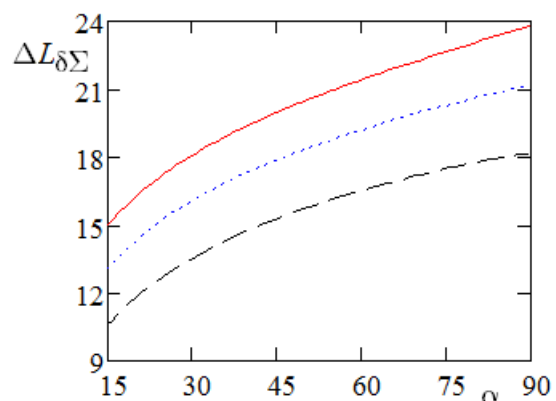


Рис. 10. Сравнение эффективностей экранов с $h_e = 3$ м расположенного на подстилающей поверхности с $h_{ge} = 1/4$, $K=0,5$ (.....), $K= 1$ (— —) и полубесконечного экрана (—).

На рис.10 представлены сравнение эффективностей экрана на подстилающей поверхности и полубесконечного экрана с одинаковой $h_e = 3$ м, которое показывает, что снижение коэффициента отражения R_I подстилающей поверхности, как и следовало ожидать, повышает эффективность экрана на подстилающей поверхности. Вместе с тем, как показывает сравнение результатов на рис. 9 и рис. 10, снижение эффективности экрана, обусловленное наличием подстилающей поверхности, не зависит от эффективной высоты экрана.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы.

1. Для оценки зависимости эффективности экрана от параметров систем целесообразно ввести в рассмотрение составляющую эффективности ΔL_δ , связанную с разностью пути δ , абстрагируясь при этом от частоты звука.
2. Для упрощения анализа эффективности акустического экрана без потери его общности, целесообразно рассматривать симметричное расположение источника шума и расчетной точки относительно экрана.
3. К основным параметрам, определяющим эффективность экрана ΔL_δ , относятся его эффективная высота и угол расположения источника шума и расчетной точки α .
4. Наличие подстилающей поверхности может существенно снижать акустическую эффективность экрана.
5. Величина снижения эффективности экрана на жесткой подстилающей поверхности может достигать почти 6 дБ.
6. Величина этого снижения не зависит от эффективной высоты экрана, но ее можно уменьшить путем варьирования в меньшую сторону коэффициента отражения подстилающей поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Maekawa, Z. Noise reduction by screens. *Applied Acoustics*. 1968. V. 1 P. 157–173.
2. Маекава З. Акустические экраны / Снижение шума в зданиях и жилых районах // Под ред. Ф.И. Осипова и Е.Я. Юдина., М. Стройиздат, 1987. С. 426–446.
3. Maekawa, Z. Recent Problems with Noise Barriers. *Noise-93 Conference*. St. Petersburg, Russia, 1993 P. 125–131.
4. Kurze U. J. Noise reduction by barriers. *Journal of Acoustical Society of America*. 1974. V. 55, P. 504–518.
5. Isei T., Embleton T.F.W., Piercy J.E. Noise reduction by barrier on finite impedance ground. *Journal of Acoustical Society of America*. 1980. V. 67, P. 46–58.
6. L'Esperance A., Nicolas J., Daigle G.A. Insertion loss of absorbent barriers on ground. *Journal of Acoustical Society of America*. 1989. V. 86, P. 1060–1064.
7. Hayek S. I. Mathematical modeling of absorbent highway noise barrier. *Applied Acoustics*. 1990. V. 31 P. 77–100.
8. Takagi K. Some remarks on practical methods for calculating acoustical diffraction. *Applied Acoustics*. 1990. V. 31 P. 119–132.
9. Lam Y. W. Using Maekawa's chart to calculate finite length barrier insertion loss. *Applied Acoustics*. 1994. V. 42. P. 29–40.
10. Muradaliand A., Fyfe K. R. A study of 2D and 3D barrier insertion loss using improved diffraction-based methods. *Applied Acoustics*. 1998. V. 53 P. 49–75.
11. Menounou P., Busch-Vishniac I. J., Blackstock D. T. Directive line source model: A new method for sound diffraction by half planes and wedges. *Journal of Acoustical Society of America*. 2000. V. 107. P. 2973–2986.
12. Menounou P. A correction to Maekawa's curve for the insertion loss behind barriers. *Journal of Acoustical Society of America*. 2001. V. 110. P. 1828–1838.
13. Menounou P., Papaefthymiou E.S. Shadowing of directional noise sources by finite noise barriers. *Applied Acoustics*. 2010. V. 71. P. 351–367.
14. Комкин А.И., Миронов М.А. Юдин С.И. Моделирование акустического излучения системы выпуска автомобиля над подстилающей поверхностью // Сб. трудов научн. конференции к 100-летию А.В. Римского-Корсакова. – М.: ГЕОС, 2010. – С. 100–103.

15. Основы проектирования шумозащитных экранов / И.Л. Шубин, И.Е. Цукерников, Н. Николов, А. Писарский. М.: ИД «БАСТЕТ», 2015. 208 с.
16. Ованесян С.Н., Кулькина В.А., Комкин А.И. Влияние на излучение источником шума подстилающей поверхности // Акустика среды обитания: Четвертая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов: материалы конф. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2019. – С. 168–174.
17. Кулькина В.А., Комкин А.И., Быков А.И. Исследование акустических характеристик шумозащитных экранов // Акустика среды обитания: Четвертая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов: материалы конф. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2019. – С. 99–107.

ОЦЕНКА АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА

О. А. Саулькина, А. И. Быков

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Email: saulkinaolya@yandex.ru

Рассмотрены основные подходы к оценке эффективности глушителей шума. Основное внимание уделено таким показателям как потери передачи, обобщенные потери передачи глушителя. На основе расчетных методов проведено сравнение акустической эффективности классических элементов глушения шума.

Ключевые слова: глушитель шума, элементы глушения, потери передачи, акустическая эффективность

ВВЕДЕНИЕ

По принципу действия пассивные глушители шума разделяются на два класса: реактивные, действие которых основано на отражении проходящих через них звуковых волн, и диссипативные (абсорбционные), содержащие звукопоглощающий материал, в котором звуковая энергия переходит в тепловую. Также существуют комбинированные глушители, действие которых основано на использовании обоих принципов глушения, и активные, способные подстраиваться под спектр шума.

Расчету и проектированию глушителей посвящено большое количество работ [1-9]. Выбор конфигурации глушителя зависит от исходного спектра шума установки и требуемой эффективности гашения (акустической эффективности). До недавнего времени конструкции выбирались опытным путем, либо с помощью аналитических расчетов простых конструкций. Применение метода конечных элементов позволяет рассчитывать глушители сложной конфигурации.

Целью настоящей работы является выбор показателя акустической эффективности и сравнение между собой таких типовых элементов глушения шума, как камера расширения, камера с диссипативным материалом и камера с резонатором Гельмгольца.

1. ПОКАЗАТЕЛИ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Для оценки акустической эффективности глушителей шума может быть использован целый ряд показателей, как раздельно-частотных, так и интегральных [1-3]. Выбор показателя, оценивающего эффективность снижения шума, осуществляется с учетом свойств системы, которые необходимо учесть при такой оценке.

Проектируемую систему глушения можно разделить на три составляющие: источник газодинамического шума, который характеризуется значением массовой скорости V_s и импедансом Z_s , сам глушитель, характеризуемый четырехполюсником с коэффициентами матрицы передачи T_A, T_B, T_C, T_D , и излучатель звука, характеризуемый импедансом излучения Z_r [3]. Тогда в качестве показателя акустической эффективности целесообразно использовать такой показатель как вносимые потери:

$$IL = 10 \lg(|P_{r0}|^2 / |P_r|^2), \quad (1)$$

где $|P_{r0}|$, $|P_r|$ — спектральные характеристики звукового давления в контрольной точке, расположенной на расстоянии r от среза выпускной трубы, для выпускной системы соответственно без глушителя и с глушителем.

Также широкое распространение получил такой параметр, как потери передачи (Transmission Loss):

$$TL = 10 \lg(P_u^2 / P_d^2), \quad (2)$$

где P_u — спектральная характеристика звукового давления падающей волны на входе в глушитель; P_d — спектральная характеристика звукового давления волны, прошедшей глушитель, при согласованной (безэховой) нагрузке на его выходе.

Это соотношение определяется только параметрами глушителя (T_A, T_B, T_C, T_D) и не зависят от параметров источника шума (V_s, Z_s) и излучателя звука (Z_r) [1].

При нормировании шум оценивается интегральной величиной, а именно уровнем звука, тогда как рассмотренные выше показатели эффективности зависят от частоты. С этой точки зрения оценивать акустическую эффективность глушителя необходимо с помощью интегрального показателя, в качестве которого было предложено [3] использовать взвешенные обобщенные потери передачи

$$OTL_w = -10 \lg \int_{f_1}^{f_2} W^2 10^{-0,1TL} df, \quad (3)$$

f_1, f_2 — соответственно нижняя и верхняя граничные частоты рассматриваемого частотного диапазона; W — некоторая весовая функция, в качестве которой, например, может выступать наиболее употребляемая в технической акустике коррекция по шкале А.

Если в рассматриваемом частотном диапазоне $F = f_2 - f_1$ спектр $P_u = const$, это значит, что он является равномерно распределенным, $W = 1$, то потери передачи представляются дискретными значениями частоты с шагом Δf , и при этом количество дискретных значений $N = F/\Delta f$, то формула (3) приводится к виду [1]:

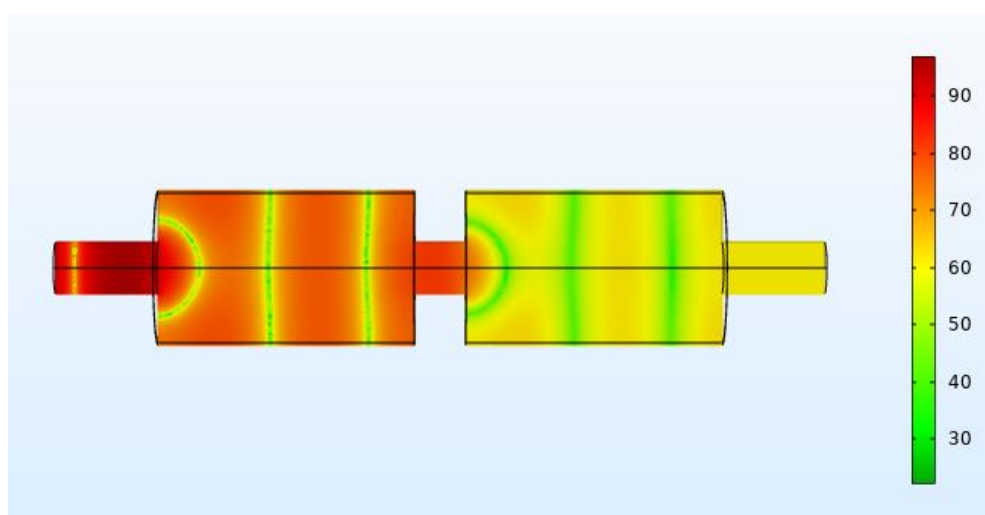
$$OTL = -10 \lg \left(N^{-1} \sum_{i=1}^N 10^{-0,1TL_i} \right). \quad (4)$$

В качестве примера далее будут рассчитаны обобщенные потери передачи OTL , как критерий оценки эффективности снижения шума камерами с классическими элементами глушения и дан сравнительный анализ полученных результатов.

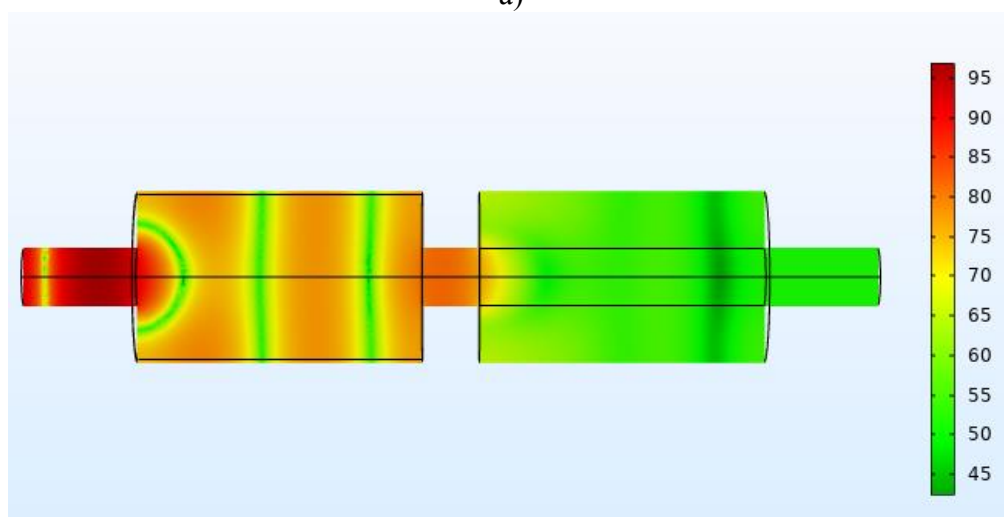
2. РАСЧЕТ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА

В данной работе рассматриваются система из двух глушителей с одинаковыми геометрическими размерами. Первый глушитель представлял собой камеру расширения, а конфигурация второго глушителя менялась. При этом исследовались три варианта этого глушителя: камерный, диссипативный и резонаторный на основе концентрического резонатора Гельмгольца. Расчет рассматриваемых глушителей шума проводился методом конечных элементов в программном комплексе Comsol Multiphysics в диапазоне частот $f_1 = 50$ Гц и $f_2 = 1500$ Гц с шагом $\Delta f = 5$ Гц. Помимо геометрических размеров глушителей задавались свойства звукопоглощающего материала для диссипативного глушителя, такие как плотность материала и диаметр волокна.

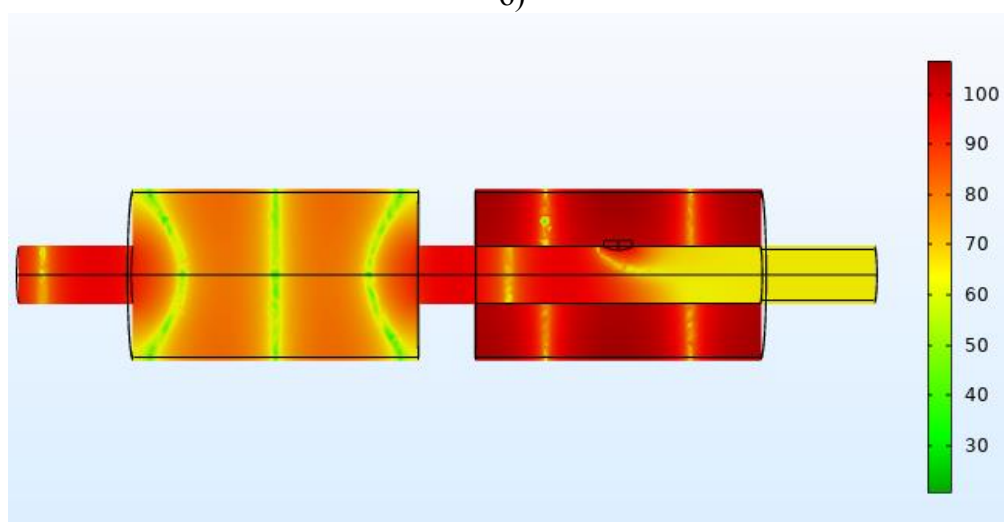
На рис. 1 представлены конфигурации рассматриваемых глушителей и картины распределения звукового давления в продольном осевом сечении на частоте 895 Гц. Как следует из представленных картин наибольшего снижения звука на этой частоте достигается при использовании диссипативного глушителя, а наименьшего — резонатора Гельмгольца.



а)



б)



в)

Рис. 1 – Распределение уровней звукового давления на частоте 895 Гц в продольном сечении с камерным (а), диссипативным (б) и с резонаторным (в) глушителями

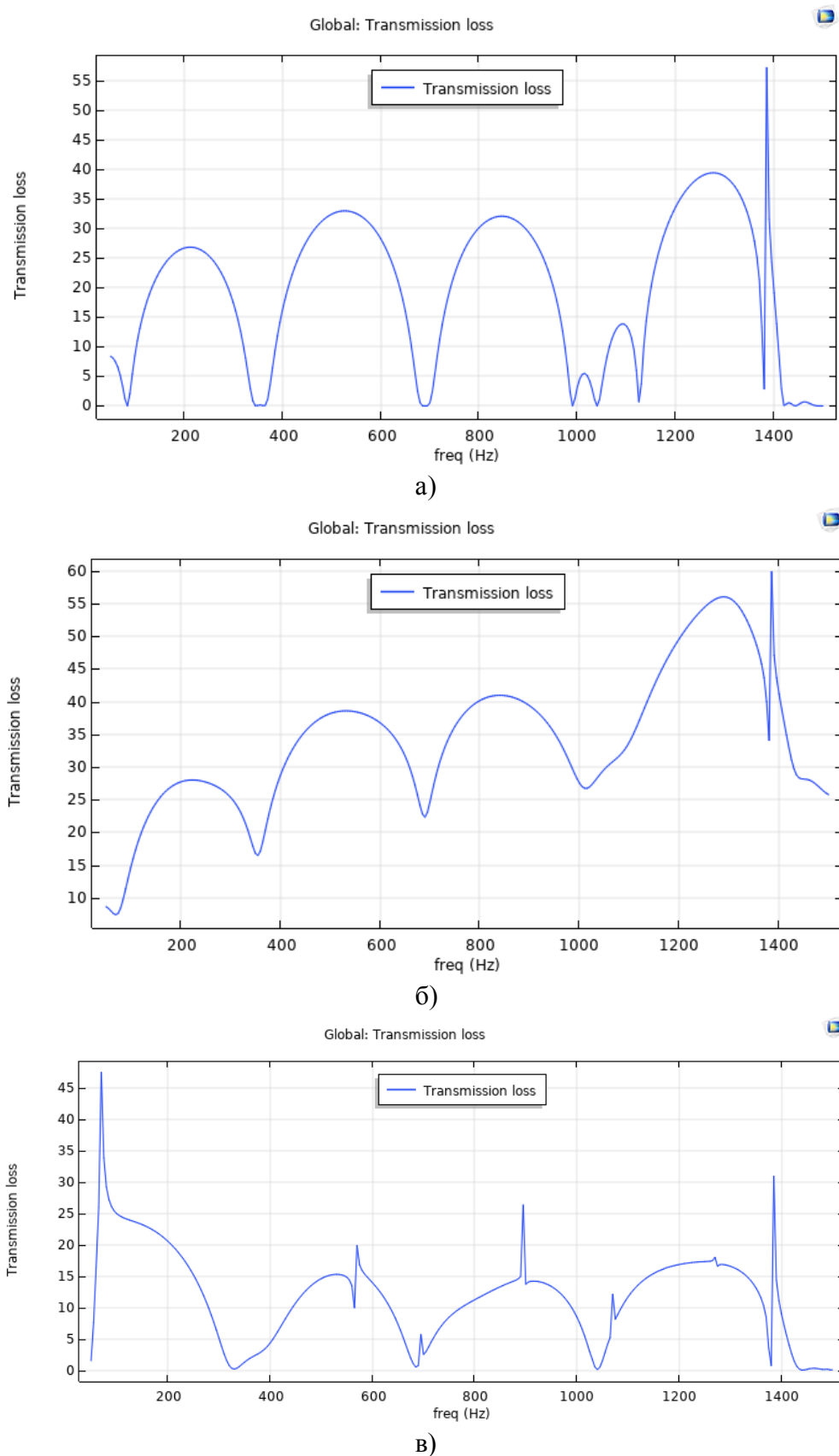


Рис. 2 – Потери передачи глушителей с камерой расширения (а), с диссипативным материалом (б) и с резонатором Гельмгольца (в)

Кроме того, были получены графики потерь передачи TL глушителей трех рассматриваемых конфигураций, представленные на рис. 2, Проанализировав графические

зависимости, можно сделать вывод, что значения TL в значительной степени зависят от частоты, причем значения между максимальным и минимальным значениями потерь изменяются в большом диапазоне. В большей степени это характерно для камерного и резонаторного глушителя, в меньшей – для диссипативного.

Значения обобщенных потерь передачи OTL , рассчитанные по формуле (6) составили: для глушителя с камерами расширения – 7,80 дБА; для глушителя с камерой с диссипативным материалом – 22,02 дБА; для глушителя с камерой с резонатором Гельмгольца – 6,99 дБА.

Согласно представленному исследованию, наличие диссипативного материала в глушителях шума существенным образом повышает эффективность глушителя в целом, особенно на высоких частотах, а также делает кривую потерь передачи более гладкой. Это и приводит к высоким значениям OTL для этого глушителя. Поэтому, если исходный шум является равномерно распределенным и там преобладают высокие частоты, то для его снижения предпочтителен диссипативный глушитель. В свою очередь, глушитель с резонатором Гельмгольца, несмотря на соответствующее ему наименьшее значение обобщенных потерь из рассматриваемых конфигураций, подходит для низкочастотного звука и позволяет "точно" глушить отдельные тона высокого уровня.

Таким образом, руководствоваться только значением обобщенных потерь передач при разработке глушителя шума не совсем корректно. В первую очередь необходимо обратить внимание на исходный спектр шума, который требуется заглушить, а затем, основываясь на этом, подбирать соответствующую конфигурацию глушителя, которая бы позволяла обеспечивающее снижение шума в наиболее «проблемных местах». И только после этого следует проводить численные расчеты глушителя, подбирая его геометрические параметры таким образом, чтобы обобщенные потери достигали наибольшего значения. При этом следует использовать взвешенные обобщенные потери OTL_w (3), в которых весовая функция W выбирается с учетом особенностей спектра незаглушенного шума.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные расчеты позволили оценить акустическую эффективность рассматриваемых конфигураций глушителей шума и сравнить их между собой с помощью интегрального показателя – обобщенных потерь передачи. При одинаковых геометрических размерах глушителей наибольшее значение обобщенных потерь в полосе частот от 50 до 1500 Гц оказался у глушителя с диссипативным материалом, наименьшее – у глушителя с резонатором Гельмгольца.

Для того, чтобы сделать интегральные оценки более объективными необходимо использовать взвешенные обобщенные потери передачи OTL_w , в которых используемая весовая функция учитывает форму спектра исходного незаглушенного шума, «обращая внимание» прежде всего на тот частотный диапазон, где должно быть наибольшее снижение шума.

ЛИТЕРАТУРА

1. Комкин А.И., Малько Е.В. Критерии оценки акустической эффективности глушителей шума // Сб. трудов XIX сессии РАО. М.: ГЕОС, 2007. Т. 3. С. 263-267.
2. Комкин А.И. Оптимизация реактивных глушителей шума // Акуст. журн. 2010. Т. 56. № 3. С.373-379.
3. Комкин А.И. Разработка современных методов расчета и проектирования автомобильных глушителей шума с требуемыми характеристиками: Дис... докт. техн. наук: 01.04.06. Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, 2012. 411 с.

4. Аграфонова А.А., Комкин А.И. Расчет трехкамерного глушителя шума // Акустика среды обитания: сб. трудов Первой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2016). М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2016. С. 14-23.
5. Николаева В.А., Быков А.И., Смирнов С.Г. Исследование эффективности реактивных глушителей шума // Акустика среды обитания: сб. трудов Первой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2016). М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2016. С. 127-134.
6. Карнаухова Л.С., Комкин А.И. Интегральные показатели акустической эффективности диссипативных глушителей шума // Акустика среды обитания: сб. трудов Первой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2016). М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2016. С. 80-87.
7. Аграфонова А.А., Надарейшвили Г.Г., Юдин С.И. Расчет и проектирование многокамерных глушителей шума автотранспортных средств // Акустика среды обитания: сб. трудов Второй Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2017). М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2017. С. 14-20.
8. Кулькина В.А., Тупов В.В. Оценка акустической эффективности реактивных глушителей шума автомобилей. Обзор // Акустика среды обитания: сб. трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2018). М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2018. С. 144-147.
9. Чичварина К.С., Смирнов С.Г. Исследование акустической эффективности комбинированного глушителя шума // Акустика среды обитания: материалы Четвертой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (АСО-2019). М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2019. С. 241-244.

КЛАССИФИКАЦИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ ГАЗОРЕДУЦИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ НА ГАЗОРЕГУЛЯТОРНЫХ ПУНКТАХ ТЭС

Скворцов В.С., Тупов В.Б

НИУ МЭИ, Москва

skvor.vitalya@yandex.ru, tupovvb@mail.ru

Газорегуляторные пункты (ГРП) ТЭС являются источниками интенсивного шума. Результаты экспериментальных измерений шума от ГРП ТЭС показывают, что уровень звука на расстоянии 10 м может достигать значения 110 дБА. Источником шума на ГРП являются газоредуцирующие клапана. Характеристика излучения шума газоредуцирующих клапанов зависит от их геометрических и конструктивных параметров. Для снижения шума, распространяемого в газопроводе низкого давления от газоредуцирующих клапанов, применяют различные виды глушителей шума. В данной работе представлены результаты экспериментальных измерений шума около зданий ГРП на различных энергетических предприятиях. Приведен обзор и классификация глушителей различных производителей, которые применяются на ГРП ТЭС.

Ключевые слова: шум, ГРП, газопровод, глушитель шума.

ВВЕДЕНИЕ

Газоредуцирующие клапана на ГРП являются источником сильного шума, который достигает значений 130 дБА непосредственно около газоредуцирующих клапанов и 110 дБА около здания ГРП [1-2]. Эти значения превышают санитарные нормы [3] для рабочих зон на 30 и 45 дБА соответственно.

Для снижения шума от газоредуцирующих клапанов используются разные методы, в том числе специальные устройства по снижению шума газоредуцирующих клапанов.

В следствии специфики работы ГРП данные устройства применяются для решения двух основных проблем:

- для снижения вибрационной нагрузки на газопроводы после газоредуцирующих клапанов.
- для снижения уровня звукового давления генерируемого при редуцировании природного газа на газоредуцирующих клапанах.

Рассмотрим решение второй проблемы.

1. ЗАВИСИМОСТЬ УРОВНЯ ШУМА ГАЗОРЕДУЦИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ ОТ МОЩНОСТИ ТЭС

Увеличении мощности станции N , МВт, приводит к увеличению расхода B , кг/с, потребляемого газа ТЭС, которое может быть рассчитано, как

$$B = \frac{N}{Q \cdot \eta}, \quad (1)$$

где Q — низшая теплотворная способность газа, МДж/кг, η — КПД станции.

Акустическую мощность струи газа W_a , Вт, проходящей через газоредуцирующий клапан можно описать в виде уравнения, если $M=0,5 \dots 1$ [4]:

$$W_a = 3 \times 10^{-5} \frac{\rho_c^2 \times v^8 \times D^2}{\rho_0 \times a_{зв}^5}, \quad (2)$$

где ρ_c , ρ_0 — плотность струи и среды, кг/м³;

v , $a_{зв}$ — скорость среды и звука соответственно, м/с;

D — диаметр струи проходящей через газоредуцирующий клапан, мм.

При увеличении расхода газа уровень звуковой мощности газоредуцирующих клапанов ГРП возрастает.

В таблице 1 представлены данные, характеризующие зависимость уровня звуковой мощности клапанов, которые наиболее широко используются, от электрической мощности ТЭС.

Таблица 1. Уровни звуковой мощности газоредуцирующих клапанов ГРП

Мощность станции, МВт	Уровень звуковой мощности, дБА
100	113,9
150	115,6
200	116,9
500	120,9
1000	123,9
1500	125,6
2000	126,9
2500	127,9
3000	128,7

Видно, что уровни звуковой мощности газоредуцирующих клапанов ГРП изменяются от почти 114 до 129 дБА.

Необходимо отметить, что уровень звуковой мощности сильно зависит от типа клапана и его конструктивных параметров. В этом случае значения могут существенно отличаться от приведенных в табл. 1.

2. СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ЗВУКА, ГЕНЕРИРУЕМОГО ПРИ РЕДУЦИРОВАНИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

В зависимости от принципа работы такие устройства называют глушителями, гасителями пульсаций давления, делителями потока и дроссельными камерами.

Данное уравнение показывает, что акустическая мощность струи газоредуцирующего клапана зависит от плотности газа в струе, ее диаметра, а также от скорости струи.

Известно, что колебательная мощность регулирующего клапана увеличивается пропорционально квадрату перепада давления и отношения перепада давления к статическому давлению. Таким образом при прохождении потока газа через ряд препятствий может быть получено ослабление динамических нагрузок [5].

На этом принципе основана работа большинства гасителей пульсаций давления, делителей потока и дроссельных камер.

Наиболее распространенным видом устройств, применяемых для глушения шума, излучаемого при редуцировании газа являются делители потока или дроссельные камеры. Следует отметить, что устройства по снижению шума газоредуцирующих клапанов используются и для снижения вибрационной нагрузки на газопроводы после газоредуцирующих клапанов.

На рисунке 1 показан принципиальный вид дроссельной камеры.

Большинство производителей как отечественные, так и зарубежные предлагают различные варианты этих глушащих устройств. Например, фирма Tartarini предлагает глушители серии SR и SRII встраиваемые непосредственно в редуцирующий клапан с заявленной акустической эффективностью до 20 дБА. Пример устройства показан на рисунке 2.

Аналогичные делители потока и дроссельные камеры предоставляют другие производители такие как Эмерсон - Fisher EWD с отделкой WHisperFlo или WhisperTrim I Cage компании SteamForm.

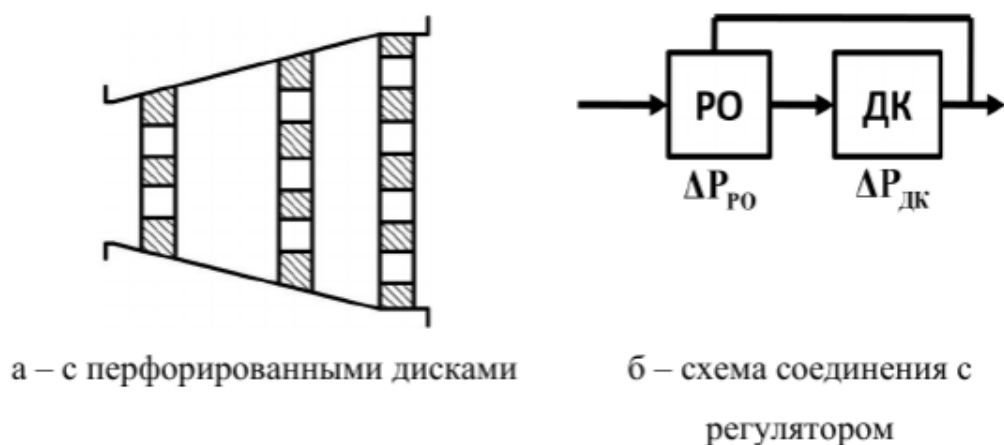


Рис 1. Дроссельная камера



Рис 2. Глушители Tartarini серии SR

И также глушители серии SRS и SRSII с акустической эффективностью до 30 дБА, который показаны на рисунке 3.

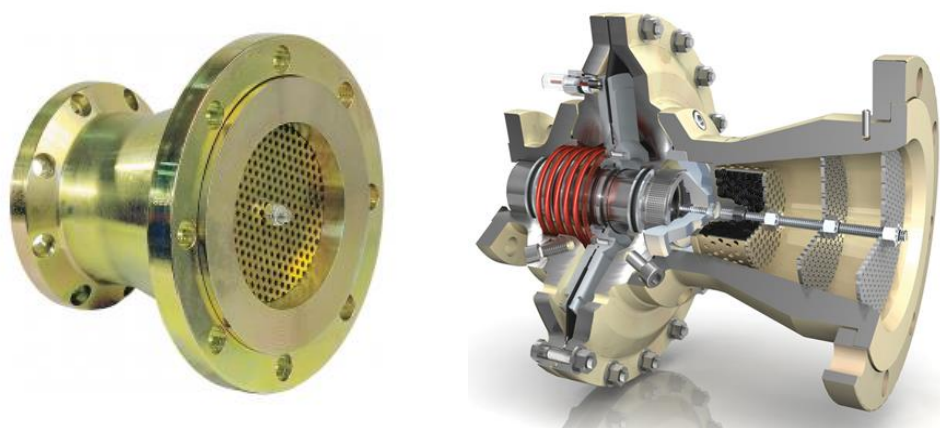


Рис 3. Глушители Tartarini серии SRS и SRSII

Применение дроссельных камер и делителей потока позволяет разгрузить регулирующий орган редуцирующего клапана, при этом точка отбора выходного давления ре-

гулятора смещается за дроссельную камеру. При выборе такого вида устройств необходимо ограничить их гидравлическое сопротивление, чтобы редуцирующий клапан не терял способность регулировать расход газа.

Предлагаются к использованию абсорбционные глушители, в которых снижение уровня шума достигается благодаря эффекту диссипации звуковой энергии на поверхности звукопоглощающего материала. Например, глушитель серии STR Tartarini с акустической эффективностью до 20 дБА представлен на рисунке 4.

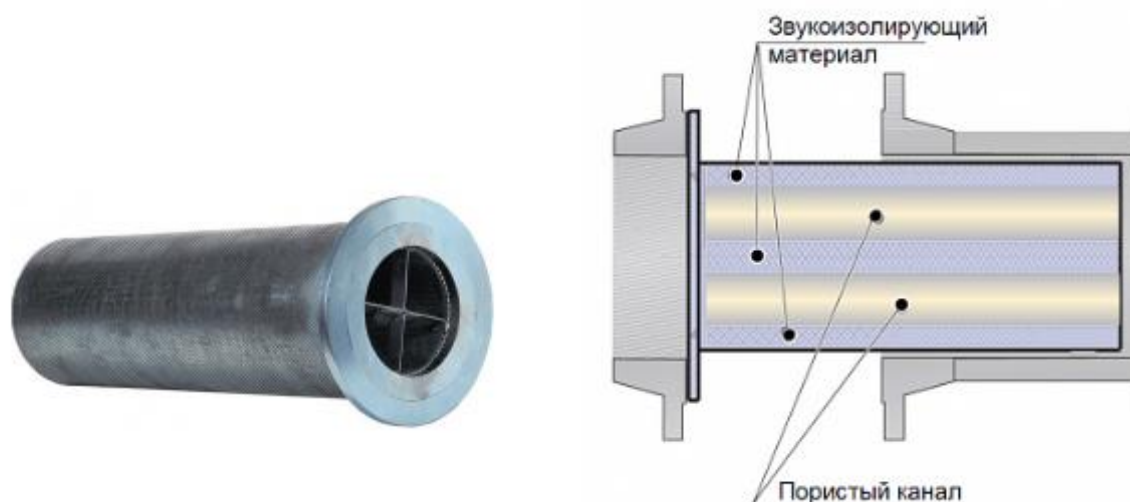


Рис 4. Глушители Tartarini серии STR

Применение диссипативных глушителей на ГРП ограничено и не всегда рекомендуется из-за потери эффективности в следствии возможного загрязнения и высокого гидравлического сопротивления.

В качестве примера отечественного аналога можно привести шумоглушитель ШГ фирмы ГАЗПРОММАШ, представленный на рисунке 5, который сочетает как свойства дроссельных камер и делителей потока, так и эффект диссипации звуковой энергии.

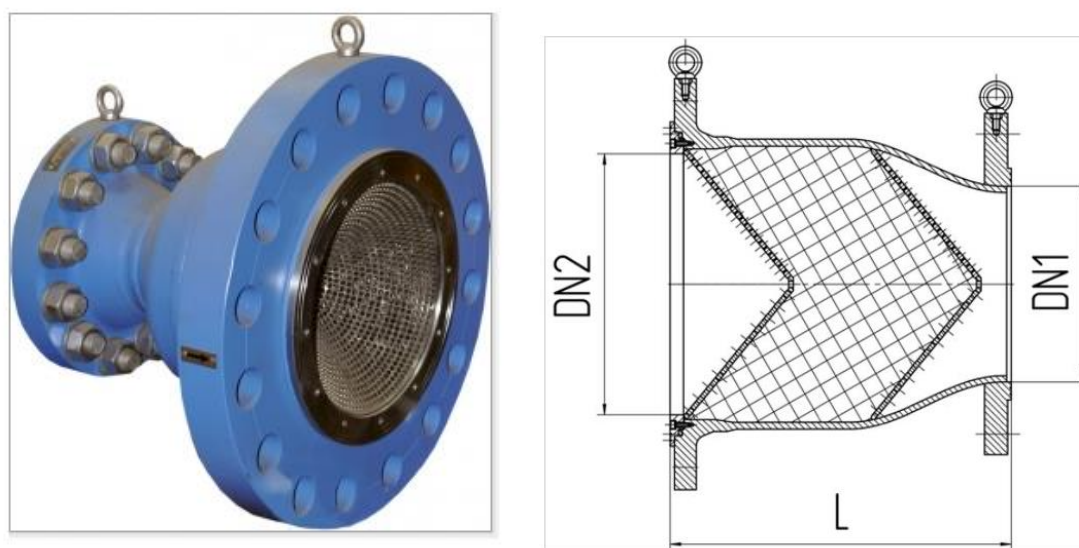


Рис 5. Глушители фирмы ГАЗПРОММАШ

Данный глушитель со струевыпрямителем, представляет собой металлическую многоуровневую сборную конструкцию, состоящую из стальных корпусных деталей, перфорированных раскателей на входе и выходе, и звукопоглощающего наполнителя.

Акустическая эффективность глушителя составляет от 15-25 дБА. Снижение шума осуществляется как за счет дробления потока газа, изменения и его направления и диссипации звуковой энергии в звукопоглощающем наполнителе.

В таблице 2 сведена информация об акустической эффективности некоторых клапанов.

Таблица 2 Классификация глушителей в зависимости от величины снижения уровня звука, дБА

Наименование	Величина снижения уровня звука, дБА
ШГ (ГАЗПРОММАШ)	15-25
Глушители серии SR и SRП (Tartarini), FisherEWD (SteamForm), STR (Tartarini)	20
Глушители серии SRS и SRSП(Tartarini)	30

Проведенная классификация устройств показывает возможность снижения шума около ГРП на 15 -30 дБА. Однако, данного снижения шума недостаточно для ГРП ТЭС большой мощности, в которых уровень шума около клапанов достигает 125-130 дБА [1]. Для выполнения требований по уровню шума, согласно СН 2.2.4/2.1.8.562–96. «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки».

Достижение нормативных значений по уровню шума на рабочих местах от газорегулирующих клапанов ГРП является комплексной задачей, когда необходимо использовать одновременно несколько мероприятий. Такими мероприятиями могут быть мероприятия по снижению шума в клапане, звукоизолирующий кожух, звукоизоляция газопроводов, установка шумопоглощающих экранов около здания ГРП. При использовании этих мероприятий следует иметь в виду, что звукопоглощающий экран может обеспечить эффективность снижения шума до 20 дБА, а звукоизоляция должна отвечать условиям эксплуатации ГРП и препятствовать коррозии газопроводов вследствие конденсации водяных паров из окружающей среды [6-9].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Шум от газорегулирующих клапанов ГРП является интенсивным источником шума ТЭС. Увеличение нагрузки ТЭС приводит к увеличению уровня звука от газорегулирующих клапанов.
2. Достижение нормативных значений по уровню шума на рабочих местах от газорегулирующих клапанов ГРП является комплексной задачей, когда необходимо использовать одновременно несколько мероприятий. Такими мероприятиями могут быть мероприятия по снижению шума в клапане, звукоизолирующий кожух, звукоизоляция газопроводов, установка шумопоглощающих экранов около здания ГРП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скворцов В.С, Тупов В.Б. Шум от ГРП тепловых электростанций в суммарном уровне шума на границе СЗЗ //Четвертая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (АСО-2019), 24 мая 2019 г., с.201-207
2. Тупов В.Б., Тупов В.В., Скворцов В. С. Особенности излучения шума от ГРП и газопроводов после него//Электрические станции, №6 (1043), 2018, С.55-57

3. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. – М.: Минздрав России, 1997.
4. Голованов В. И. Акустические характеристики большерасходного глушителя газовых струй. Электронный журнал «Техническая акустика» / В. И. Голованов, В.Н. Славняков, В.К. Федоров. – 2(2002) 9.1-9.6
5. Jury F/D/ Fundamentals of aerodynamic noise in control valves [Text]/F/D/ Jury//Technical monograph/-1999.
6. Тупов, V., Тупов В. Solutions to creating a low-noise power facility//24th International Congress on Sound and Vibration, London, UK, July 23-27, 2017
7. Чувирова С.А., Тупов В.Б. Возможности акустических экранов для снижения шума ГРП и газопроводов после него// Защита от повышенного шума и вибрации: сборник докладов VII Всерос. научно-практ. конф. с междунар. участием, 19-21 марта 2019 г. СПб/ Под ред. Н.И.Иванова, С. 726-732
8. Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В., Тараторин А.А., Розанов Д.А. Акустические экраны для снижения шума от энергетического оборудования // Электрические станции, №10, 2016, с.48- 52
9. Тупов В.Б., Семин С.А., Тупов Б.В., Тараторин А.А., Розанов Д.А. Применение акустических экранов для снижения шума от энергетического оборудования // Новое в российской электроэнергетике, №11, 2016, с.39- 48

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО ВЛИЯНИЯ НА ФЛОТАЦИЮ МИКРОПЛАСТИКА

А. М. Соловьева, М. В. Иванов

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

E-mail: solovevaanastasiia@gmail.com

В работе изучено влияние вибровоздействия на флотационные процессы для частиц микропластика (полимерных частиц < 5 мм в диаметре). В последние годы перед мировым сообществом стоит проблема загрязнения водных объектов микропластиком, который представляет собой принципиально новый тип частиц в водных средах, имеющий специфические гидродинамические характеристики и ухудшающий эффективность существующих процессов водоочистки. В работе было проведено сравнение классического процесса пневматической флотации и пневматической флотации с виброакустическим воздействием и показано положительное влияние вибровоздействия на эффективность флотационного метода очистки воды от микропластика

Ключевые слова: вибрация, микропластик, вибровоздействие, интенсификация флотационной очистки, АБС-пластик, флотация

ВВЕДЕНИЕ

Пластиковое загрязнение является приоритетной проблемой, которой в последнее десятилетие уделяется все большее внимание [1]. Пластмассовые изделия могут медленно распадаться на более мелкие куски и из-за своей малой плотности рассеиваются океанскими течениями и ветром по водной и прибрежной среде [2]. Эти маленькие полимерные частицы получили название микропластик.

Микропластик обычно определяют как твердые синтетические полимерные частицы с характерным размером менее 5 миллиметров, с низкой растворимостью в воде (менее 1 мг/л) и низкой скоростью разложения. По форме частицы различают следующие виды микропластика: гранулы, волокна, тонкие пленки и фрагменты. Форма частицы влияет на ее гидродинамические свойства и определяет адсорбционную поверхность [3].

Появление микропластика было отмечено во всем мире [4]. Исследователи обнаружили частицы микропластика в прибрежных океанических зонах [5], прибрежных отложениях [6], на пляжах [7] и в глубинах океана [8].

Источниками микропластика становятся гранулы полимеров с производств и фрагменты, образовавшиеся из больших полимерных объектов путем фотолиза, абразивного изнашивания и микробного разложения [9], а так же первичные микропластики [10] и сток от стиральных машин.

Всемирная Организация Здравоохранения на данный момент не признает сам микропластик в качестве прямой опасности человеческому организму, и как следствие, не устанавливает нормативов по его содержанию в питьевой воде. Это решение основано на исследованиях физического вреда, наносимого тканям живых организмов при физическом взаимодействии с частицами микропластика [11].

Но хотя доказательства опасности самих полимерных частиц для человека на данный момент нет, он является переносчиком многих других опасных загрязнителей, таких как тяжелые металлы [12] и болезнетворные бактерии [13].

Основываясь на вышесказанном и принимая в расчет долговечность микропластиков и их способность перемещаться по пищевым цепям, частота их появления в водной среде является проблемой мирового масштаба.

1. СПОСОБЫ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД ОТ ЧАСТИЦ МИКРОПЛАСТИКА

Исследования показали, что аппараты водоочистки могут удалить некоторые из микропластиков. Микропластики, попадающие городские станции водоочистки в основном состоят из полиэстера и полиэтилена. Основная морфология – зернистая и волокнистая. Скорость удаления гранул в процессах очистки сточных вод выше, чем у волокна. Плотность населения, экономический уровень, озеленение городских территорий, параметры процесса очистки сточных вод, обезвоживание осадка и процессы очистки могут влиять на концентрацию и поведение микропластиков на различных стадиях очистки сточных вод. Доказано, что повышение уровня микропластиков негативно скажется на очистке сточных вод и шлама, так как они оказывают острое ингибирующее действие на хлопья активного ила.

Микропластики могут ингибировать выработку метана в осадке и влиять на его ключевые ферменты и метаболические промежуточные продукты. Кроме того, микропластики уменьшают разнообразие биологических сообществ и обилие ключевых микроорганизмов. Адсорбция микрозагрязнителей окружающей среды и экссудация добавок усложняют механизм влияния микропластиков на очистку сточных вод и шламов.

Микропластики снижают эффективность процессов очистки сточных вод и активного ила и увеличивают объем активного ила. Если большое количество частиц микропластика войдет в систему сбраживания шлама, то для достижения того же эффекта обработки, что и система без частиц микропластика, потребуется более длительное время удержания активного ила или больший резервуар, что увеличит стоимость обработки.

Поэтому для защиты процессов очистки сточных вод и активного ила следует производить внутренние модификации процессов очистки сточных вод и активного ила. Очистные сооружения сточных вод должны избегать перегрузочной работы. Гидравлическое время удержания может быть увеличено для обеспечения удаления микропластиков. В будущем могут быть разработаны и применены к полномасштабным станциям очистки сточных вод специальные установки целенаправленной очистки от частиц микропластика, чтобы избежать их вредного воздействия на системы очистки сточных вод и шлама. Кроме того, текущие процессы станций очистки сточных вод специально не предназначены для удаления микропластиков и особенно неэффективны в удалении волоконистых частиц [10].

Поэтому необходимо разработать нереагентные методы интенсификации первичных степеней очистки. Это позволит модернизировать текущие аппараты очистки таким образом, чтобы снизить нагрузку на танкеры очистки активным илом (как по количеству поступающего на них микропластика, так и по реагентам, абсорбированным на его поверхности) и позволить отделять микропластик вместе с другими загрязнениями нефтехимического происхождения для упрощения дальнейших возможностей их переработки.

Одним из эффективных методов интенсификации флотации является вибровоздействие [14], эффективность которого показана флотации других видов загрязнений [15].

2. МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве опытного образца был выбран акрилонитрил бутадиен стирол, также называемый АБС-пластиком, химическая формула $(C_8H_8)_x \cdot (C_4H_6)_y \cdot (C_3H_3N)_z$, мономеры которого и маркировочный знак показаны на рисунке 1. Производство одного килограмма АБС требует эквивалента примерно 8 кг нефти в виде материалов и энергии. [16]

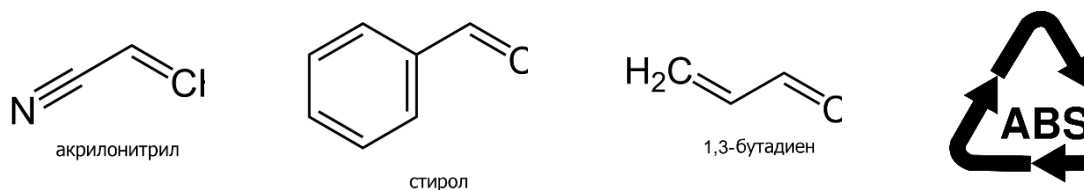


Рис. 1. Мономеры, входящие в состав АБС-пластика и его маркировочный знак [17]

Выбор пал на этот вид пластика из-за его широкого использования в автомобильной и легкой промышленности, а также таких свойств как непрозрачность и долговечность.

Для имитации изнашивания крупные гранулы были подвергнуты механическому перемалывающему воздействию, в результате которого образовались частицы микропластика с диапазоном характерных размеров от 1 мм до 1 мкм.

Для проведения испытаний по влиянию вибрации на методы очистки воды от частиц микропластика была создана экспериментальная установка, изображенная на рисунке 2 и состоящая из следующих частей:

1. Пьезоэлектрические акселерометры Type 4433В производства компании Brüel & Kjaer
2. Вода с частицами микропластика
3. Цилиндрическая колонна
4. Вибростол PM Vibration Exciter – Type 4808 производства компании Brüel & Kjaer
5. Система контроля вибрации VR9500 от компании Vibration Research
6. Усилитель Power Amplifier – Type 2719 производства компании Brüel & Kjaer
7. Компьютер

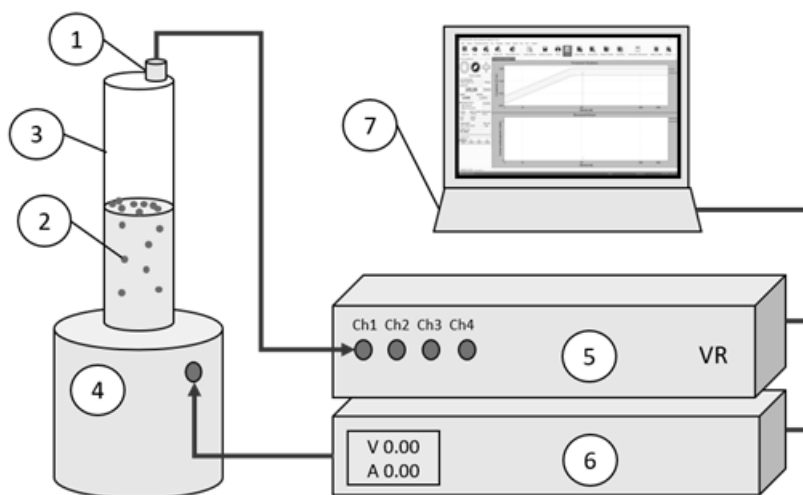


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

Важнейшим параметром для вибростола являются точки останова: ограничения, устанавливаемые максимальными ускорением, скоростью и перемещением системы. Для вибростола PM Vibration Exciter – Type 4808 таблица точек останова представлена в таблице 1.

Таблица 1. Точки останова вибростола PM Vibration Exciter – Type 4808

Начальная частота	Конечная частота	Амплитуда
5 Гц	63,662 Гц	1 мм
63,662 Гц	78,0388 Гц	0,2 м/с
78,0388 Гц	3000 Гц	10

3. ХОД ЭКСПЕРИМЕНТА

В ходе эксперимента цилиндрическая колонна (1) была наполнена 350 мл воды с добавлением 2 г образца микропластика (2). Колонна с водой и образцом была установлена на вибростол. Запуск системы производился через компьютер с установленным на него специализированным программным обеспечением. В программном обеспечении предварительно задаются требуемые параметры: частота (Гц), амплитуда движения (мм) и ускорение (G) и производился пуск системы. Колебательные движения от вибратора передаются в резервуар через соединительную мембрану. Датчики вибрации, установленные на подвижной части виброгенератора, позволяют следить на экране компьютера за ходом работы и изменениями ранее заданных параметров.

Первый запуск системы (эксперимент 1) производился с целью нахождения резонансных частот системы. Система подвергалась вибровоздействию от синусоидального сигнала, зависимость ускорения от времени которого, изображена на рисунке 3 и с частотой возрастающей от 50 Гц до 900 Гц со скоростью 3 окт/мин.

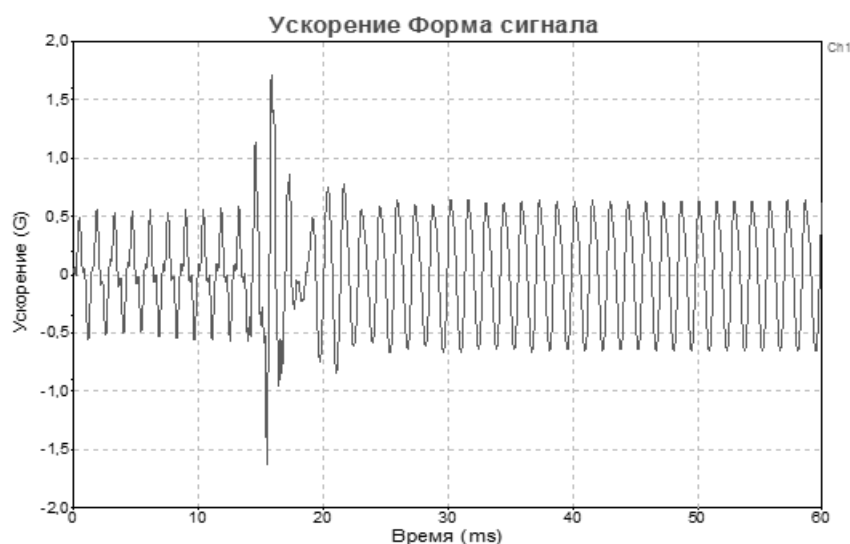


Рис. 3. Форма сигнала ускорения в эксперименте 1

В результате эксперимента 1 было установлено, что резонансная частота системы составляет 105,5 Гц, а так же, что видимое глазом ускорение процесса флотации происходит на резонансной частоте.

Во время следующего эксперимента (эксперимент 2) было более детально изучено поведение системы при продолжительном вибровоздействии сигналом синусоидальной формы на частоте 105,5 Гц.

В качестве контрольного образца использовался цилиндр с таким же количеством воды и микропластика, не подвергаемый вибровоздействию. Эксперимент 2 был повторен 3 раза (эксперимент 2.1, эксперимент 2.2, эксперимент 2.3) с новыми образцами и запечатлён на камеру для обработки результатов. Флотация крупной фракции определялась визуально, флотация мелкой фракции – по измерению мутности воды на видео.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Крупная фракция частиц (1мм-0,1 мм) одинаково быстро переходит в верхний слой как при вибровоздействии, так и без него.

Однако, мелкая фракция (менее 0,1 мм) ведет себя как диспергированная взвесь, влияющая на мутность воды, а флотации для этих частиц в стоячей воде не наблюдается: даже при наблюдении образца, не подвергавшегося воздействию, через 12 часов мутность не изменялась. Для образцов, подвергшихся вибровоздейтию, мутность по отношению к контрольному образцу снижалась, как показано в таблице 2.

Таблица 2. Изменение мутности по сравнению с контрольным образцом

Контрольный образец	Эксперимент 2.1	Эксперимент 2.2	Эксперимент 2.3
100%	79%	81%	78%

Таким образом, вибровоздействие на резонансной частоте позволило повысить эффективность флотации мелких фракций микропластика, в среднем, на 20,6%

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Загрязнение водных объектов микропластиком является значимой проблемой мирового масштаба. Одним из основных источников сброса микропластика в водные среды являются станции очистки сточных вод. В связи с этим, существует необходимость увеличения эффективности работы аппаратов водоочистки применительно процессов извлечения микропластика.

В данной работе был исследован вибрационный метод интенсификации флотационного процесса очистки воды от микропластика, полученного из полимера вида АБС. Опыты показали, что вибровоздействие не оказывает значительного воздействия на крупнодисперсные частицы (>0,1 мм), но повышает эффективность флотационной очистки для фазы менее 0,1 мм, в среднем, на 20%.

Таким образом, вибровоздействие является эффективным методом интенсификации флотационной очистки сточных вод от частиц микропластика, состоящих из полимеров вида АБС и является перспективным методом для дальнейших исследований и разработок.

ЛИТЕРАТУРА

1. S.M. Ladewig, S. Bao, A.T. Chow. Natural fibers: a missing link to chemical pollution dispersion in aquatic environments. Environ. Sci. Technol., 2015, 49, 12609–12610.
2. R.C. Thompson, Y. Olsen, R.P. Mitchell, A. Davis, S.J. Rowland, A.W. John, D. McGonigle, A.E. Russell. Lost at sea: where is all the plastic? Science, 2004, 304, 838.
3. Verschoor. Emission of microplastics and potential mitigation measures. Abrasive cleaning agents, paints and tire wear. RIVM Report, 2016, 0026
4. Zarfl, M. Matthies. Are marine plastic particles transport vectors for organic pollutants to the Arctic? Mar. Pollut. Bull. 2010, 60, 1810–1814.
5. Moore, C. J.; Moore, S. L.; Weisberg, S. B.; Lattin, G. L.; Zellers, F. A comparison of neustonic plastic and zooplankton abundance in southern California's coastal waters. Mar. Pollut. Bull. 2002, 44, 1035–1038.
6. Ivar do Sul, J. A.; Santos, I. R.; Friedrich, A. C.; Matthiensen, A.; Fillmann, G. Plastic pollution at a sea turtle conservation area in NE Brazil: contrasting developed and undeveloped beaches. Estuarine Coasts 2011, 34 (4), 814–823.

7. Van Cauwenberghe, L.; Vanreusel, A.; Mees, J.; Janssen, C. R. Microplastic pollution in deep-sea sediments. *Environ. Pollut.* 2013, 182, 495–499.
8. Cole, M.; Lindeque, P.; Halsband, C.; Galloway, T. S. Microplastics as contaminants in the marine environment: A review. *Mar. Pollut. Bull.* 2011, 62 (12), 2588–2597.
9. Fendall, L. S.; Sewell, M. A. Contributing to marine pollution by washing your face: Microplastics in facial cleansers. *Mar. Pollut. Bull.* 2009, 58 (8), 1225–1228.
10. Zhiqi Zhanga, Yinguang Chen. Effects of microplastics on wastewater and sewage sludge treatment and their removal: *Chemical Engineering Journal* 2020, 382
11. Всемирная организация здравоохранения – официальный сайт: ВОЗ призывает раз-вивать исследования по проблеме микропластика и решительно бороться с пластико-вым загрязнением. — URL: <https://www.who.int/ru/news-room/detail/22-08-2019-who-calls-for-more-research-into-microplastics-and-a-crackdown-on-plastic-pollution> (дата обращения: 15.10.2019). — Текст: электронный.
12. Dennis Brennecke, Bernardo Duarte, Filipa Paiva, Isabel Caçador, Jo~ao Canning-Clode, Estuarine. Microplastics as vector for heavy metal contamination from the marine environ-ment, *Coastal and Shelf Science*. 178, 2016, 189-195
13. McCormick, Timothy J. Hoellein, Sherri A. Mason, Joseph Schluep, and John J. Kelly. Microplastic is an Abundant and Distinct Microbial Habitat in an Urban River Amanda *Environ. Sci. Technol.* 2014, 48, 11863–11871
14. Ivanov, M.V. Ksenofontov, B.S Intensification of chemical agents mixing by vibroacousti-cal agitation(Article) *Ecology and Industry of Russia* Volume 21, Issue 9, 2017, Pages 4-9
15. Ivanov, M. V., & Ksenofontov, B. S. (2014). Intensification of flotation treatment by expo-sure to vibration. *Water science and technology*, 69(7), 1434-1439.
16. Шульпин Г. Эти разные полимеры // Наука и жизнь. — 1982. — № 3. — С. 80—83
17. Тростянская Е. Б., Бабаевский А. Г. Пластические массы / Химическая энциклопедия: в 5 т. / Кнунянц И. Л.. — М.: Большая Российская энциклопедия, 1992. — 639 с.

ШУМОГЛУШИТЕЛЬ ДЛЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО КЛАПАНА ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ГОРЕНИЯ

Д.А. Теляшов, Г.И. Павлов

*Казанский научно – исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева, г.
Казань*

assaulttelov@mail.ru; pavlov16@mail.ru

Камеры пульсирующего горения давно используются в теплоэнергетике и авиационной промышленности. Это объясняется простотой конструкции, полнотой сгорания топлива и высоким КПД таких камер. Однако, препятствующим фактором широкого внедрения камер пульсирующего горения в данных отраслях, является высокий уровень шума. Кроме того, камеры пульсирующего горения с аэродинамическим клапаном при неправильном его проектировании в окружающее пространство могут выбрасывать до 18% недогоревших продуктов углеводородного топлива. В представленной работе предложено оригинальное решение, сводящее эти негативные факторы к минимуму.

Ключевые слова: шумоглушение, уровень звукового давления, псевдооживленный слой

ВВЕДЕНИЕ

Основными критериями создания теплоэнергетических установок являются: полнота сгорания топлива; возможность сжигания различных видов топлива; уменьшение весовых и габаритных размеров. Однако, в традиционных установках эти вопросы в достаточной степени оптимизированы и дальнейшее улучшение основных показателей установок требует больших финансовых затрат или усложнения конструкции. Конкурентную теплоэнергетическую машину можно создать на основе прорывных технических решений, основанных на использовании нетрадиционных видов горения. В энергетике широко исследуются новые подходы эффективного выделения химической энергии углеводородных топлив: пульсирующее горение, детонационное горение, воздействие на пламя электромагнитными полями и т.д. Из вышеуказанных методов интенсификации горения в энергетике все шире применяется пульсирующее горение. Отсутствие горелки, как таковой, и значительное давление дымовых газов на выходе, не требующее высокой дымовой трубы, сохранение работоспособности даже при избыточном давлении близком к нулю в питающем газопроводе, являются дополнительными преимуществами котла пульсирующего горения. Кроме вышеуказанных преимуществ, к ним следует отнести также высокий коэффициент теплоотдачи от нагретых газов к стенкам камеры, который способствует уменьшению габаритных размеров. Указанные преимущества придают КПГ привлекательность в теплоэнергетическом секторе рынка. В настоящее время промышленностью освоены камеры пульсирующего горения с механическими клапанами. Недостатком таких камер является низкая надежность работы механических клапанов. Надежность работы камеры пульсирующего горения существенно повысится, если заменить механический клапан на аэродинамический. Это связано с тем, что в аэродинамическом клапане нет подвижных механических частей. Роль клапана играет масса холодного воздуха, периодически поступающего в аэродинамический клапан за счет разрежения в камере сгорания. Широкому использованию камер пульсирующего горения с аэродинамическими клапанами препятствует шум, создаваемый воздушными клапанами и потери части топлива через клапан. При неправильном проектировании аэродинамического клапана в окружающее пространство могут выбрасываться до 18% недогоревших продуктов углеводородного топлива.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Авторы данной статьи предлагают глушитель шума комбинированного типа, основанного на диссипации колебательной механической энергии в закрытой трубе, часть которой заполнена гранулами. Есть научные труды, в которых опубликованы сведения по уменьшению звуковой энергии с использованием неподвижных сферических тел [2, 3, 4]. Оказалось, что при придании сферическим телам возможность двигаться в пространстве друг относительно друга по всем направлениям, эффект уменьшения акустической энергии существенно повышается. Подробное описание глушителя шума, функционирующего по такому принципу, приведено в работе [1].

Исследования проводились на испытательном стенде, который позволял моделировать газодинамические процессы на выходе из аэродинамического клапана. Данные исследований этих процессов приведены в работе [5]. Установлено, что псевдооживленный слой эффективно снижает уровень звукового давления на средних и высоких частотах. В связи с этим авторами предложен способ перераспределения акустической энергии с низких частот на более высокие. Для реализации предложенной идеи, в состав огневого испытательного стенда был включен рабочий участок в виде цилиндрической трубы длиной 2 м [6]. С одного конца в трубу вставляется поршень с кольцевым зазором. С противоположной стороны трубы, соосно устанавливался аэродинамический клапан.

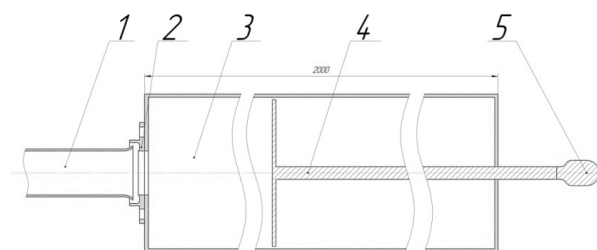


Рис.1. Конструктивная схема рабочего участка, где 1 – АК; 2 – центрирующий насадок для АК; 3 – камера; 4 – поршень; 5 – рукоятка

Целью исследований явилось определение влияния длины камеры на спектральную характеристику шума. Эксперименты показали (таблица 1), что изменение длины камеры существенного влияния на общий уровень звукового давления не оказывает, но влияет на перераспределение звуковой энергии между гармониками.

Таблица. 1. Результаты экспериментальных данных

Местонахождение поршня относительно среза клапана	0,04 м	0,75 м	1,2 м	1,9 м
Частота f , Гц	87 Гц	87 Гц	87 Гц	87 Гц
max L , дБ	95 дБ	84 дБ	102 дБ	108 дБ
Частота f , Гц	174 Гц	174 Гц	174 Гц	261 Гц
max L , дБ	86 дБ	96 дБ	76 дБ	105 дБ

Учитывая ранее выявленный факт, что шумы на средних частотах достаточно эффективно глушатся в псевдооживленном слое, для дальнейших исследований была выбрана труба с длиной 0,75 м, которая в модели глушителя являлась корпусом. На рис. 2 приведена конструктивная схема экспериментальной модели глушителя.

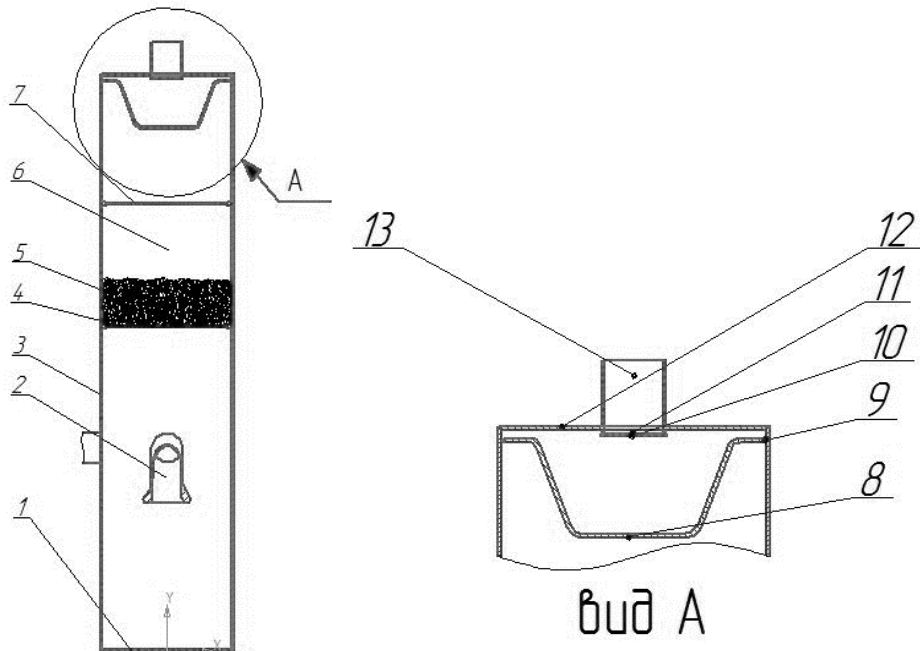


Рис. 2. Конструктивная схема глушителя шума

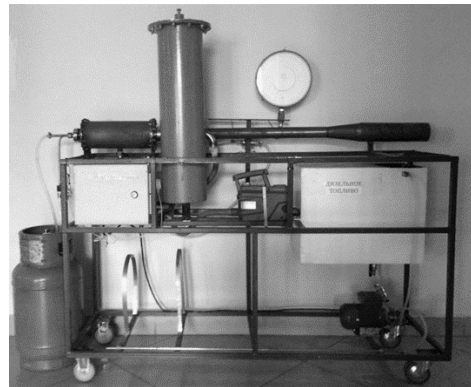


Рис. 3. Общий вид установленного глушителя шума

Глушитель шума работает следующим образом (см. рис. 2): акустические волны, формирующиеся в аэродинамическом клапане, направляются в нижнюю часть глушителя и, частично отражаясь от сплошного дна 1, движутся в противоположном направлении в зону расположения псевдооживленного слоя. Слой формируется камерой, которая наполнена гранулами 5 насыпной плотностью 2200 кг/м³. Камера выполнена в виде цилиндра, имеющая верхнюю и нижнюю сетки 4 и 7. При прохождении акустических волн через псевдооживленный слой гранулы приводятся в движение – часть энергии волн теряется (9,7%). Ослабленные акустические волны движутся в сторону выходной части глушителя, где, взаимодействуя с конической частью глушителя, расходуют определенную часть энергии (27%). Далее, оставшаяся часть звуковой энергии, через кольцевые зазоры попадает в окружающее пространство. В псевдооживленном слое теряется также небольшая часть энергии потока. Это обусловлено потерями энергии за счет вязкостного трения, возникающего между газами и гранулами. Примечательно то, что с увеличением массового расхода газодинамическое сопротивление в слое увеличивается незначительно. Это можно объяснить увеличением проходного сечения каналов – пропускной способностью слоя. При увеличении массового расхода топлива увеличивается амплитуда пульсаций, количество продуктов сгорания, следовательно, и скорость газов. Это должно привести к увеличению интенсивности шумообразования вне камеры глушения.

На самом деле, превышение шума практически не наблюдается, так как на движение гранул теперь уже будет израсходована механическая энергия большей величины, чем при меньшем расходе топлива. Повышение расхода газов к существенному увеличению потерь давления в глушителе не приводит. Это обусловлено газодинамической прозрачностью псевдооживленного слоя во взвешенном состоянии. Как уже отмечалось, акустическая энергия эффективно рассеивается в псевдооживленном слое на средних и высоких частотах. Эффект снижения шума и противодействие в глушителе не зависят от форсирования камеры сгорания. Оставшаяся часть механической энергии на низких частотах (после перераспределения энергии по гармоникам) эффективно поглощается за счет реактивной составляющей камеры, длина волны на этих частотах кратна длине глушителя. На рисунках 4, 5 приведены спектры акустических сигналов, сравнительный анализ которых свидетельствует об эффективности предложенного глушителя шума.

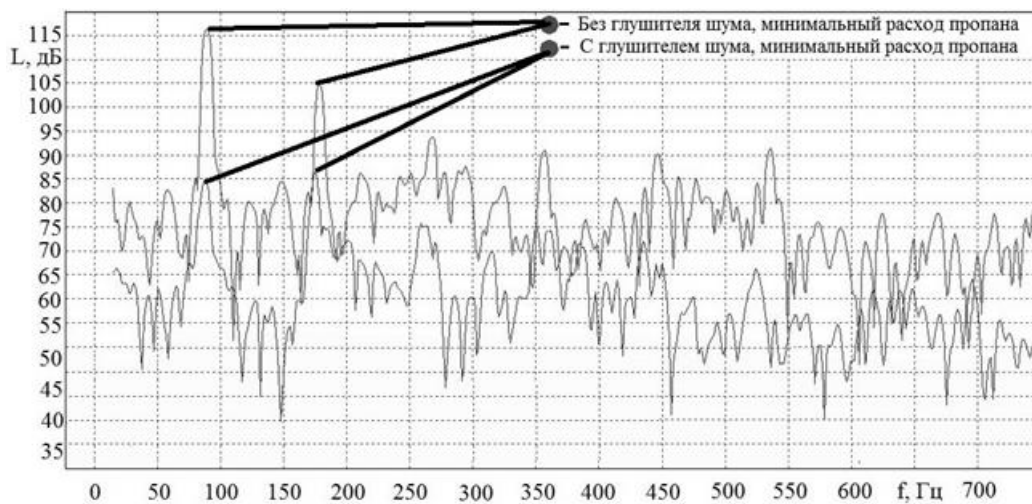


Рис. 4. Спектры акустических сигналов клапана при тепловой мощности камеры пульсирующего горения 20 кВт

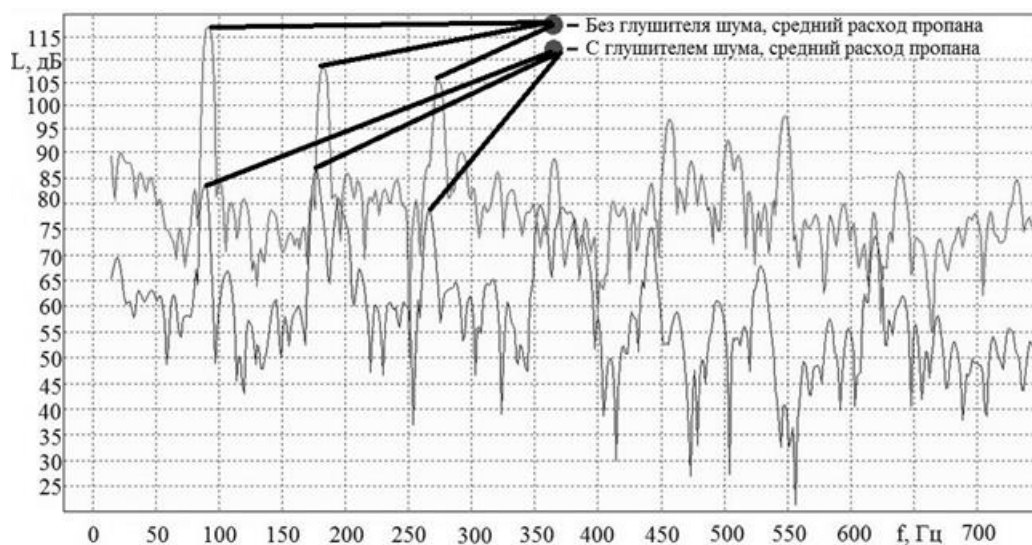


Рис. 5. Спектры акустических сигналов клапана при тепловой мощности камеры пульсирующего горения 50 кВт

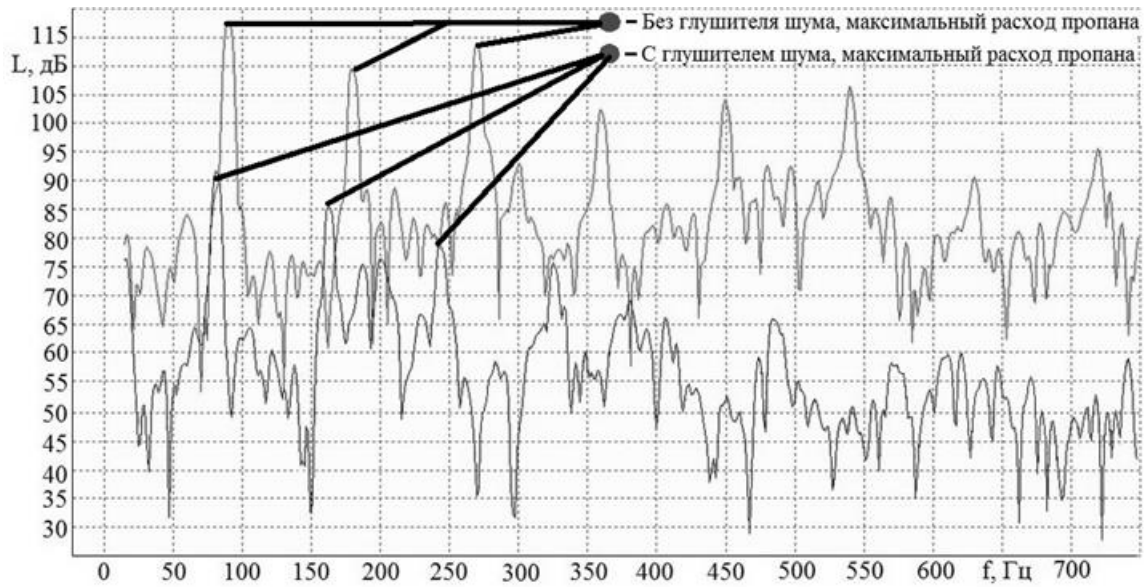


Рис. 6. Спектры акустических сигналов клапана при тепловой мощности камеры пульсирующего горения 80 кВт

Гранулы были керамическими, которые склонны к истиранию. С целью увеличения ресурса работы предлагается керамику поменять на тефлон, кевлар, эльбор, имеющие более лучшие прочностные характеристики. Стенки глушителя шума следует изготовить из металла толщиной 1,5 мм, днище и наружную крышку - из металла толщиной (4 – 5) мм. При таких толщинах структурный шум полностью исчезает. Корпус глушителя, во избежание передачи вибраций основанию установки, рекомендуется виброизолировать.

Габаритные размеры глушителя определяются по нижеприведенным рекомендациям:

1. Диаметр камеры глушителя определяется по площади живого сечения аэродинамического клапана путем умножения этого значения на масштабный коэффициент, равный 18.

$$F_{\text{глуш}}/F_{\text{клап}} = 18 \rightarrow F_{\text{глуш}} = 18F_{\text{клап}} \rightarrow d_{\text{глуш}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{глуш}}$ – площадь поперечного сечения камеры глушителя, $F_{\text{клап}}$ – площадь поперечного сечения аэродинамического клапана, $d_{\text{глуш}}$ – диаметр глушителя

2. Расстояние L_n от среза аэродинамического клапана до днища камеры определяется по эмпирической формуле:

$$L_n = d_{\text{клап}}/0,2 \quad (2)$$

3. Длина верхней части глушителя определяется по формуле:

$$L_v = 2,25L_n, \quad (3)$$

где L_v – длина верхней части глушителя шума

4. Площадь кольцевого зазора в зоне расположения верхней крышки должна соответствовать площади сечения аэродинамического клапана.

5. Высота слоя гранул вычисляется по формуле:

$$H_{\text{сл}} = d_{\text{клап}}/0,475, \quad (4)$$

где $H_{\text{сл}}$ – высота слоя гранул.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Для снижения шума пульсирующих струй предложен новый вид глушителя, основанного на псевдоожигенном слое. Такой глушитель апробирован на действующем макете камеры пульсирующего горения с аэродинамическим клапаном. Для камер пульсирующего горения с тепловой мощностью до 100 кВт удалось уменьшить уровень звука до 25 дБ.

2. При работе камеры пульсирующего горения с разработанным глушителем интенсивность шума камеры от тепловой мощности практически не зависит.

3. Предложен механизм перераспределения энергии колебания с одних гармоник на другие.

4. Сформулированы практические рекомендации по проектированию глушителей шума для аэродинамических клапанов КПП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Telyashov, D.A., Pavlov, G.I., Kochergin A.V., Nakoryakov P.V., Su-khovaya E.A. Researching of the reduction of shock waves intensivity in the "pseudo boiling" layer. Journal of Physics: Conference Series, 2017, vol. 824, no. 042007. Available at: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/899/4/042007>
2. И.Г. Филиппов, О.А. Егорычев. Нестационарные колебания и дифракция волн в акустических и упругих средах // М., Машиностроение, 1977. 304 с.
3. Журнал Прикладной механической и технической физики // «Наука» №3 (133), 1982. 176 с.
4. В.Н. Алексеев, А.Г. Семенов, А.Т. Скворцов. Рассеяние звука потенциальным течением, возникающим при движении сферы // Акустический журнал. Том 41. №6. 1995. 876 – 882.
5. Теляшов, Д.А. Экспериментальное исследование эффективности шумоглушения в глушителе с псевдоожигенным слоем / Теляшов Д.А., Павлов Г.И., Накоряков П.В., Суховая Е.А. // Научный журнал «Труды Академ-энерго» №4 г. Казань. 2019. – С. 36 – 50.
6. Теляшов, Д.А. Разработка глушителя шума аэродинамического клапана камеры пульсирующего горения / Теляшов Д.А., Суховая Е.А., Ах-метшина А.И // Сборник трудов «XXIII Туполевские чтения». 2017. – Т.1. С. 95 - 100.
7. Telyashov, D.A., Pavlov G.I., Nakoryakov P.V., Sukhovaya E.A. Recommendations for creating a noise silencer for the aerodynamic valve of the pulsating combustion chamber. Journal of Physics: Conference Series, 2019, vol. 1261, no. 012026. Available at: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1261/1/012026>

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ ГКЛ ПЕРЕГОРОДОК С ПОКРЫТИЕМ «ШИМАСТ»

С.С. Тотунов, М.В. Иванов, О.А. Иванова, В.С. Цура

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

E-mail: simongf@yandex.ru

В статье приведены экспериментальные исследования звукоизоляции однослойной преграды из ГКЛ с тонкослойным покрытием, которое состоит из вязкой основы и стеклянных безвоздушных микрогранул, повышающим эффективность снижения воздушного шума. При этом материал наносится как обычная краска при помощи распыления на поверхность. Результаты исследований получены в акустической камере реверберационного типа, предназначенной для исследования эффективности перегородок.

Ключевые слова: звукоизоляция, композиты, звуковое давление, акустическое покрытие.

ВВЕДЕНИЕ

Звукоизоляция является одним из основных требований к комфорту человека сегодня. Требования к шуму в автомобилях, производственной среде и оборудовании, создающие более высокое звуковое давление, приводят к необходимости разработки более эффективных и экономичных способов производства звукопоглощающих материалов [1]. Промышленное применение звукоизоляции, как правило, включает использование таких материалов, как стекловата, пена, минеральные волокна и их композиты [2,3,4].

В последние несколько десятилетий в связи с ужесточением правовых норм по уровню воздействующего на человека шума особое значение приобрели проблемы, связанные с определением акустических характеристик изделий, сделав их одним из важнейших критериев при проектировании. Учет этих характеристик особенно важен в изделиях аэрокосмической промышленности, в которых, с одной стороны, необходимо обеспечить акустический комфорт среды, что способствует снижению утомляемости пассажиров, повышению работоспособности экипажа и, как следствие, улучшению конкурентной способности транспортного средства. С другой стороны, при проектировании летательных аппаратов чрезвычайно важным является требование по снижению веса конструкций. Однако обеспечение последнего зачастую приводит к повышению уровней шума и вибрации.

Одним из возможных решений указанной проблемы является, по-видимому, использование вместо традиционных звукоизолирующих конструкций (акустические панели, звукопоглощающие губки, виниловые листы многослойных структур, в том числе структур с энергопоглощающим покрытием (покрытием, имеющим высокие демпфирующие свойства).

Современные материалы в строительстве не всегда позволяют добиться оптимальных условий по шуму в домах и квартирах либо являются трудоемкими в монтаже и дорогостоящими, что в конечном счете приводит к удорожанию строительных проектов. Поэтому основным и перспективным материалом с точки зрения габаритов является использование композиционных материалов на жидкой основе [5]. Композитный материал состоит из двух или более материалов, и его оптимальные акустические свойства могут быть разработаны путем выбора его составляющих. Технология покрытия «Шимаст» подразумевает, что его можно наносить как на поверхность стен, так и использовать в качестве слоя в акустических панелях [6]. Звуковая волна, проходящая через слой такого материала, частично рассеивается в нем благодаря безвоздушным гранулам, и энергия поглощается эластичным связующим компонентом, что приводит к уменьшению интенсивности и, следовательно, снижению уровня шума за перегородкой [7]. Материалы, в которых используются микроскопические гранулы с воздухом, а также ваку-

умные гранулы, уже становятся доступными для потребителя, хотя ранее подобные технологии использовались в военной сфере. Однако эффективность подобных материалов слабо предсказуема и возникает необходимость в натурных испытаниях в камерах реверберационного типа [5].

1. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИЗМЕРЕНИЙ

В ходе исследования определялось влияние тонкослойного покрытия, используемого в качестве теплоизоляции для жилых помещений, на звукоизоляцию перегородок. Для этого в лабораторных условиях исследовались гипсокартонные панели фирмы Knauf, толщиной 9,5мм, габариты 1,5×1,5м с покрытием марки «Шимаст» толщиной слоя 3,8мм. Данное покрытие представляет собой жидкий состав, предназначенный для нанесения на стены как обычная краска. При испытаниях пластина закреплялась между камерами высокого и низкого уровней (давлений) (КВУ и КНУ) в соответствии со схемой, изображенной на рис.1а. Испытания проведены в акустической лаборатории, удовлетворяющей требованиям ГОСТ 27296-2012. Она включает в себя две смежные камеры высокого и низкого уровней, в проем между которыми устанавливается испытуемая перегородка (рис. 1), а также измерительно-управляющий комплекс с передающей и приемной системами. Камеры имеют следующие значения площадей и объемов $V_n:S_n = 12,6 \text{ м}^2$, $V_k = 32 \text{ м}^3$ (высокого уровня) и $S_n = 10 \text{ м}^2$, $V_k = 25,2 \text{ м}^3$ (низкого уровня). В них в соответствии с ГОСТ 27296-2012 обеспечена минимальная возможность косвенной передачи звука и проникновения посторонних звуков.

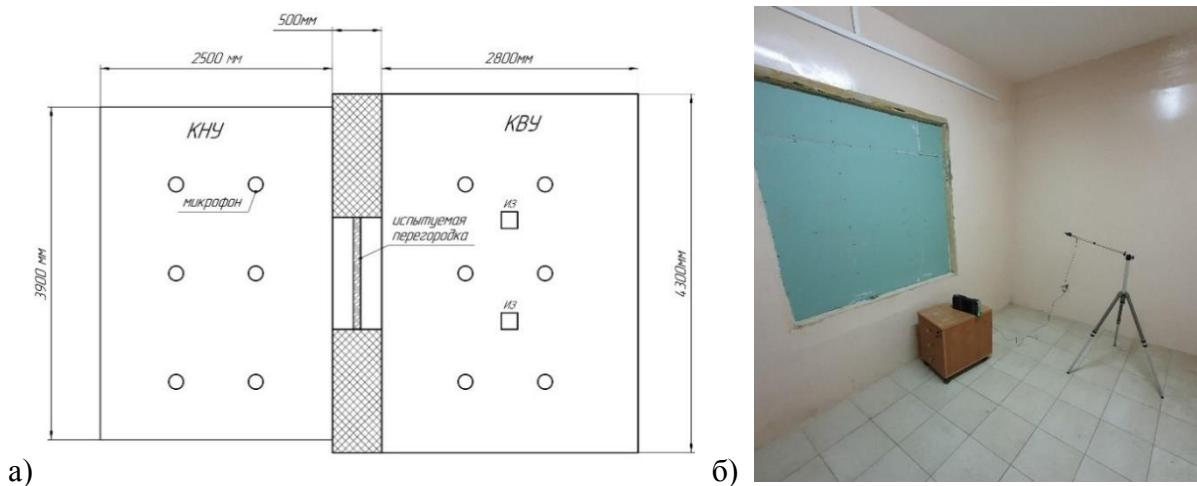


Рис.1 Исследование перегородок в акустической камере: схема проведения измерений (а) и общий вид исследуемой перегородки при проведении измерений (б)

Излучающая шум измерительная система в помещениях для измерений создавала диффузное звуковое поле [8, 9]. Источники шума располагались в двух местах измерительного помещения высокого уровня.

Измерительный микрофон в помещениях высокого и низкого уровней последовательно устанавливался в шести точках (в трех точках для каждой позиции источника шума).

Средние уровни звукового давления рассчитывались по формуле:

$$L_m = 10 \cdot \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1 \cdot L_i} \right), \quad (3)$$

где L_i – уровень звукового давления в i -й точке измерения, дБ;
 n – число точек измерений.

Эквивалентная площадь звукопоглощения помещения низкого уровня A_2 , м², определялась по значению времени реверберации T_2 , по формуле

$$A_2 = \frac{0.16V_2}{T_2}, \quad (2)$$

где $T_2 = 2,07$ с для перегородки без покрытия $T_2 = 1,24$ с для перегородки из гипса с покрытием.

Изоляция воздушного шума ограждающими конструкциями R , дБ, рассчитывалась по формуле

$$R = L_{m1} - L_{m2} + 10\lg\left(\frac{S}{A_2}\right), \quad (3)$$

где L_{m1} и L_{m2} – средние уровни звукового давления в третьоктавной полосе частот в помещениях высокого и низкого уровней соответственно, дБ;

S – площадь испытуемой конструкции со стороны помещения низкого уровня, м².

Исследование заключалось в определении добавочной звукоизоляции теплоизоляции «Шимаст» методом последовательных измерений звукоизоляции воздушного шума ГКЛ без покрытия и с ним. Расчеты производились согласно ГОСТ 27296-2012.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ

На рис. 2 приведены результаты физических испытаний, полученные на основе описанной выше методики и соответствующие измерению звукового давления микрофонами, расположенными в пределах объема камер [11].

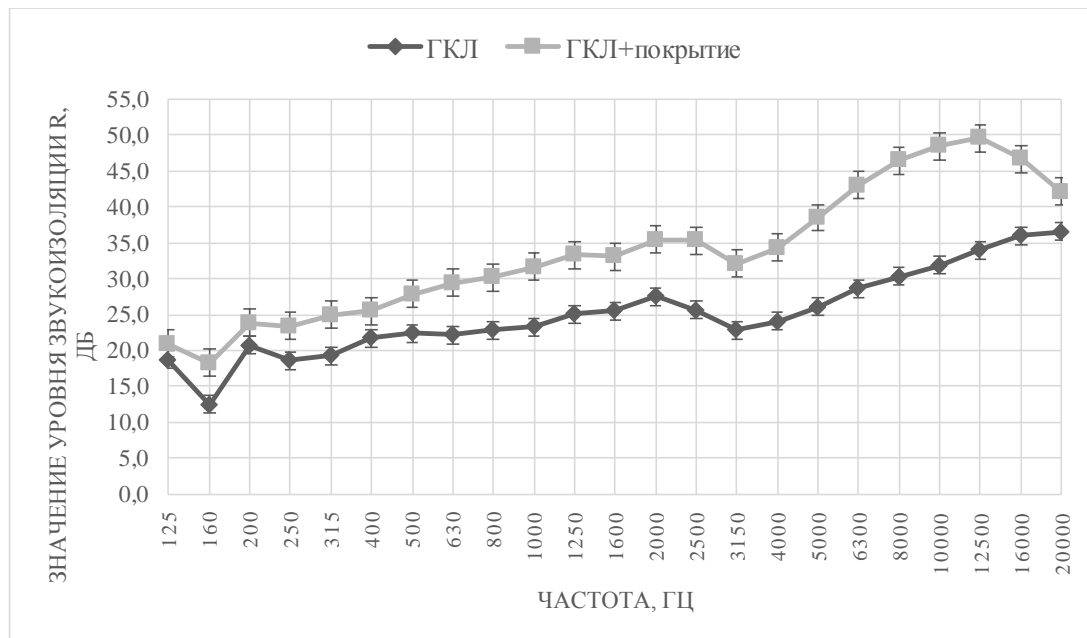


Рис.2 Сравнение звукоизоляции стенки из ГКЛ без покрытия и с ним

Основываясь на полученных значениях уровней звукоизоляции, был рассчитан индекс изоляции воздушного шума согласно СП 23-103-2003 «Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий». Результаты расчета представлены в виде графиков на рис.3.

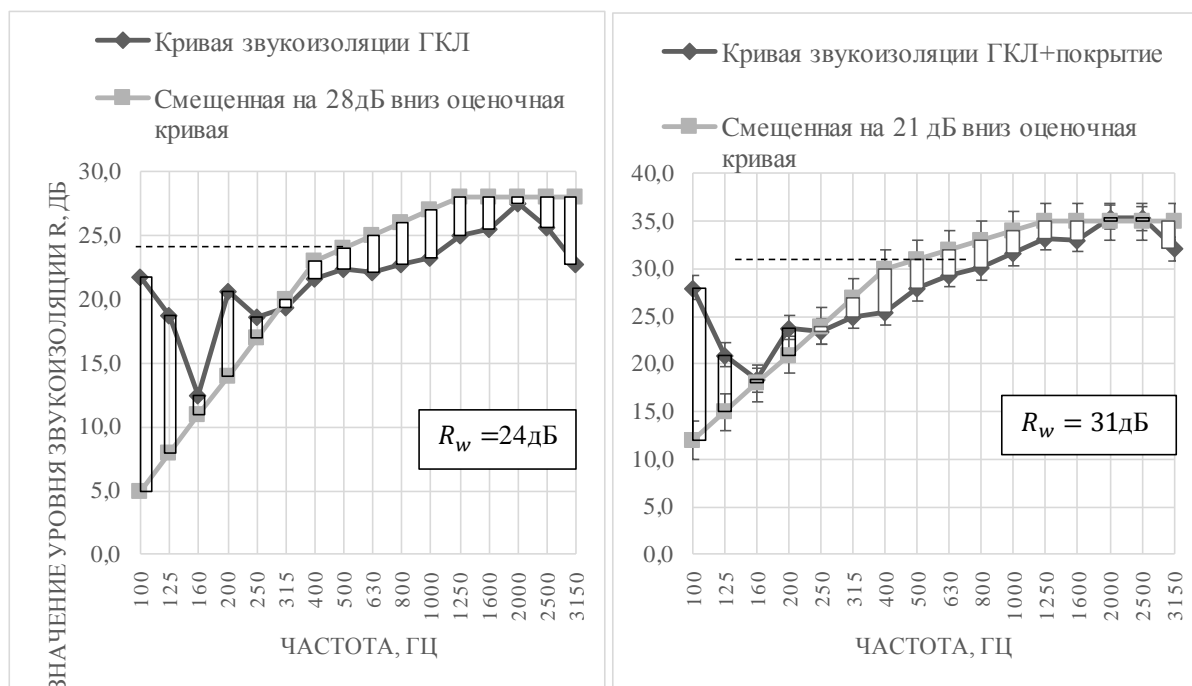


Рис.3 Сравнение звукоизоляции стенки из ГКЛ без покрытия и с ним

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные результаты показывают, что тонкослойное покрытие «Шимастр» добавляет 7 дБ индекса звукоизоляции при толщине в 3,8 мм. При этом наибольшая эффективность наблюдается на частотах 10-12,5кГц и составляет 15,5-17 дБ. Главным преимуществом этой краски является сочетание теплоизоляционных и акустических свойств с относительно низкой стоимостью материала по отношению к другим представленным на рынке покрытиям [11], у многих из которых нет подтверждающих документов об их эффективности. Данный тип материалов, суть которых заключается в вязкой основе из полиуретана, бутадиен-стирольного каучука и включений из безвоздушных сфер, сложно поддается теоретическому расчету, но показывает высокие результаты в звукоизоляции. В дальнейшей научной работе планируется более подробно изучить взаимодействие этого вида композитов с звуковыми волнами, а также возможность использования их в виброзащите.

ЛИТЕРАТУРА

1. Плотников, В. В., & Ботаговский, М. В. (2015). Инновационные ограждающие конструкции и материалы для реализации ресурсоэнергоэффективного строительства. Биосферная совместимость: человек, регион, технологии, (4), 12.
2. Bai, Hongbai & Zhan, Zhiqiang & Liu, Jinchun & Ren, Zhiying. From Local Structure to Overall Performance: An Overview on the Design of an Acoustic Coating. 2019. J. Materials 12.
3. И.Д. Краев, Е.М. Шульдешов, М.М. Платонов, Г.Ю. Юрков. «Обзор композиционных материалов, сочетающих звукозащитные и радиозащитные свойства». Журнал «Авиационные материалы и технологии» 2016, 60-65с.
4. Иванов Н.И. Основные направления и проблемы экологической акустики. Сб. тез. докл. XXVII сессии РАО. СПб., 2014. С.11.

5. Королев, Д. Ю. (2011). Окрашивание наружных ограждений материалами нового поколения для энергосберегающей эксплуатации зданий. Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Материалы межрегиональной научно-практической конференции "Высокие технологии в экологии" (No. 1, pp. 128-131).
6. Лабунский, А. (2008). Утепляющая краска "Теплос-Топ". Хлебопродукты, (6), 51-51.
7. Strokin, A. A. (2019, December). Modelling of noise reduction using reverberation fields of echoic rooms. In AIP Conference Proceedings (Vol. 2195, No. 1, p. 020072). AIP Publishing LLC.
8. Lunkov, A. A. (2019). Bottom Reverberation in the Presence of Intense Internal Waves. Acoustical Physics, 65(6), 694-702.
9. Bykov, A., Komkin, A., & Moskalenko, V. (2019, August). Measurements of acoustic flow parameters in the orifice on non-linear regimes. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 589, No. 1, p. 012015). IOP Publishing.
10. Kanev, N. G. (2017). On measuring the scattering coefficient in a nondiffuse sound field. Acoustical Physics, 63(6), 731-736.
11. Kanev, N. G. (2013). Reverberation in a trapezoidal room. Acoustical Physics, 59(5), 559-564.
12. СП 23-103-2003. Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий.

ЭФФЕКТ ГОРЕНИЯ ПОЛИМЕРА ЮНИСИЛ В ПОЛЕ ИНТЕНСИВНОГО УЛЬТРАЗВУКА

В.О. Фатеев, И.И. Конопацкая, М.А. Миронов, П.А. Пятаков

Акустический институт им. академика Н.Н. Андреева (АО «АКИН»), г. Москва

vasilfateev@mail.ru

В процессе экспериментального исследования воздействия интенсивного ультразвукового поля высокой частоты на различные материалы обнаружен эффект внутреннего горения полимерного компаунда Юнисил 9641.

Ключевые слова: акустический фонтан, ультразвук, Юнисил.

ВВЕДЕНИЕ

Исследования ультразвукового воздействия высокой интенсивности проводятся по разным направлениям. Это акустические течения, акустическая кавитация, акустическое распыление, акустическая терапия и хирургия, звукохимия [1,2,3,4]. В качестве конкретного примера приложения эффектов мощного ультразвука можно привести систему ультразвукового сбора нефтяной пленки с поверхности воды, разработанную в Акустическом институте. О ней был сделан доклад на предыдущей конференции АСО [5]. Созданные в рамках этой работы ультразвуковые излучатели, концентрирующие звуковую мощность внутри небольшого объема, используются в настоящее время для исследований различных нелинейных эффектов: акустических течений, акустической кавитации и акустического распыления жидкостей. В частности, мы хотели посмотреть возбуждение акустической кавитации в полимерных фантомах, имитирующих биологическую ткань. Но в самом начале экспериментов столкнулись с новым эффектом, вместо кавитации мы обнаружили поджигание и горение полимера в концентрированном ультразвуковом поле в воде. Отметим, что в классической книге [6], в которой описаны практически все известные ультразвуковые эффекты, упомянуто о поджигании ваты в ультразвуковом воздушном поле, создаваемой мощной сиреной. Насколько нам известно, горение вещества в воде под действием звука до сих пор не наблюдалось.

В настоящем докладе дано описание аппаратуры, на которой получен эффект поджигания и горения и показан сам эффект. Мы использовали полимер Юнисил – материал для изготовления литевых форм, для создания фантомов биотканей.

1. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОЛИМЕРА ЮНИСИЛ

Использованный компаунд Юнисил 9641 [7] получается путем тщательного смешения, для получения однородности материала, основы в определенной пропорции и катализатора. После затвердевания компаунд представляет собой прозрачную резиноподобную массу. Юнисил 9641 как в отвержденном, так и в неотвержденном состоянии относится к 4 классу опасности (вещества малоопасные), не токсичен и не опасен для здоровья человека. Характеристики компаунда Юнисил 9641 представлены в таблице 1.

Таблица 1. Физические свойства полимерного компаунда Юнисил 9641.

	Вязкость, мПа·с	Скорость продольной звуковой волны, м/с	Плотность, кг/м ³
Юнисил 9641	30000	860	1500

Особенностью данного компаунда является близость величины его волнового сопротивления с величиной волнового сопротивления воды. Так, для коэффициента отражения волны $K_{отр}$ (по мощности) на границе Юнисил/вода получим оценочное значение:

$$K_{\text{отр}} = \frac{(Z_{\text{юн}} - Z_{\text{в}})^2}{(Z_{\text{юн}} + Z_{\text{в}})^2} = \frac{(\rho_{\text{юн}} c_{\text{юн}} - \rho_{\text{в}} c_{\text{в}})^2}{(\rho_{\text{юн}} c_{\text{юн}} + \rho_{\text{в}} c_{\text{в}})^2} \cong 5.7 \cdot 10^{-3}$$

Здесь $Z_{\text{юн}}$ и $Z_{\text{в}}$ – волновые сопротивления компаунда Юнисил и воды соответственно, ρ , c – плотность и скорость звука в среде. Оценка показывает, что отражается от границы раздела только 0.6% звуковой мощности. Практически вся мощность проходит через границы. Это, в свою очередь, обеспечивает высокую степень концентрации звуковой энергии в случае фокусирования ультразвука непосредственно в компаунд.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Для формирования поля интенсивного ультразвука использовался сферический фокусирующий излучатель и фокусирующая система (см. рис. 1). Их характеристики приведены в таблице 2. Геометрия эксперимента показана на рис. 2.



Рисунок 1. Фотографии сферического фокусирующего излучателя (слева) и фокусирующей акустической системы (справа).

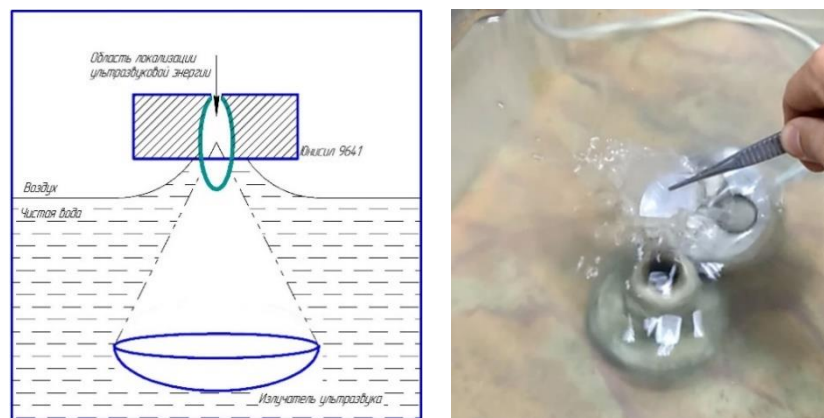


Рисунок 2. Геометрия эксперимента

Таблица 2. Характеристики используемых излучателей ультразвука.

Параметр	Сферический фокусирующий излучатель	Фокусирующая система, состоящая из трех плоских дисков
Частота ультразвука, МГц	1.84	1.66
Фокусное расстояние, мм	70	75
Диаметр апертуры, мм	68	-
Угол раскрытия	27°	-
Характерный размер области локализации УЗ энергии*	a = 7.47 мм b = 0.55 мм	a = 15 мм b = 1.5 мм

*Область локализации УЗ энергии представляет собой эллипсоид вращения, характеристиками которого являются размеры большой (a) и малой (b) полуосей. Для сферического фокусирующего излучателя параметры a и b можно рассчитать теоретически [2]. Для использовавшейся фокусирующей системы параметры a и b определялись экспериментально.

Излучатель погружался в бассейн с чистой водой комнатной температуры на глубину, немного превышающую фокусное расстояние, так, чтобы после включения ультразвука, на поверхности воды в отсутствие исследуемого образца можно было наблюдать хорошо сформированный акустический фонтан [5]. При такой ориентации акустического излучателя, область локализации акустической энергии оказывается вблизи границы раздела воздух/вода. Если размеры этой области являются заведомо известными, то, поместив исследуемый образец на место индуцирования акустического фонтана, удастся перекрыть ее практически полностью.

3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

После включения ультразвука и появления устойчивого акустического фонтана, образец из исследуемого компаунда Юнисил 9641 помещался в область локализации ультразвуковой энергии. Размеры образца выбирались такими, чтобы захватить большую часть области локализации ультразвука.

Озвучивание образца проходило в непрерывном режиме при фиксированном значении акустической мощности. Диапазон акустической мощности – [0 - 36] Вт. Измерение величины акустической мощности проводилось стандартным радиометрическим методом [3].

4. ОПИСАНИЕ НАБЛЮДАЕМОГО ЭФФЕКТА

В процессе озвучивания компаунда Юнисил 9641 наблюдалась череда ярких необычных явлений. В первые секунды после начала озвучивания наблюдалось продолжительное внутреннее локальное свечение в виде «искры». Иногда, свечение сопровождалось появлением струйки дыма белого цвета. По прошествии некоторого времени «искра» погасала.

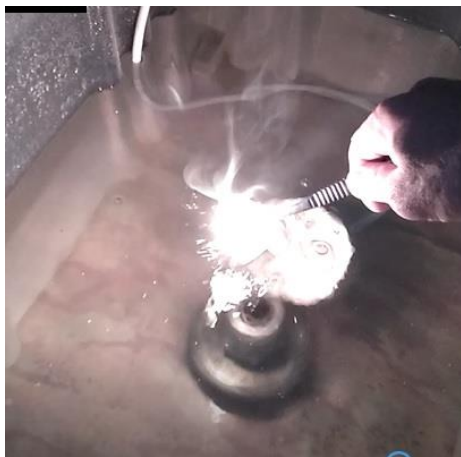


Рисунок 3. Горение Юнисила в ультразвуковом поле.



Рисунок 4. Образец Юнисила после облучения ультразвуком.

При повышении величины акустической мощности, процесс интенсифицируется и ускоряется. Это проявляется в увеличении яркости свечения «искры» и уменьшении времени свечения. При использовании фокусирующей системы (характеристики указаны в табл. 2) вместо фокусирующего излучателя, с большим размером области локализации ультразвуковой энергии, фиксируемый эффект проявляется на большей площади (рис.3).

При превышении некоторого порога акустической мощности изменение внутренней структуры образца происходит взрывообразно и сопровождается резким звуком (хлопком) в слышимом диапазоне частот.

Если же образец одной из поверхностей соприкасается с воздухом, то, при определенной взаимной ориентации системы «образец-излучатель», на этой поверхности можно наблюдать эффект вынужденного самовозгорания в виде бездымного «факела». Время горения такого «факела» зависит от величины акустической мощности.

После облучения образца в нем наблюдаются видимое невооруженным глазом структуры в виде неоднородных непрозрачных включений (рис.4).

5. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТА ВЫНУЖДЕННОГО САМОВОЗГОРАНИЯ С ЭФФЕКТОМ ОБЫЧНОГО ГОРЕНИЯ

Следует отметить, что при поджигании от источника открытого огня (например, свечи), горение полимера Юнисил 9641 является слабо выраженным и не поддерживается вне пламени источника (сравнимо с тлением обыкновенной резины). В процессе такого «горения» изменения структуры полимера в виде образования неоднородных включений не наблюдается.

По сравнению с вынужденным, индуцированным ультразвуком возгоранием, здесь наблюдается образование копоти и появление дыма черного цвета с характерным резким запахом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По-видимому, эффект вынужденного самовозгорания является фазовым переходом первого рода. Локальный нагрев среды за счет фокусировки акустической энергии и в отсутствие конвективного теплоотвода происходит настолько быстро, что начинается термическое разрушение внутренней структуры. Внутреннее горение наблюдается даже при отсутствии доступа кислорода из воздуха. В случае наличия свободного доступа кислорода, происходит обыкновенное кислородное горение материала, наблюдаемое в виде «факела».

ЛИТЕРАТУРА

1. УЛЬТРАЗВУК. Маленькая энциклопедия. Глав.. ред. И.П. Голямина. – М.: «Советская энциклопедия», 1979. – 400 с.
2. Л. Д. Розенберг. // Физические основы ультразвуковой технологии. Т.3. Под ред. Л. Д. Розенберга, М.: Наука, 1970 г.
3. Гаврилов Л. Р. Фокусированный ультразвук высокой интенсивности в медицине. — М.: «Фазис», 2013. — 656 с.
4. М.А.Маргулис. Основы звукохимии. Высшая школа, М. 1984.
5. В.О. Фатеев, П.А. Пятаков, М.А. Миронов. Очистка поверхности воды от тонких нефтяных пленок с помощью фокусированного ультразвука. АСО 2019, с. 229 – 234.
6. Л. Бергман.//Ультразвук и его применение в науке и технике. М.: «Иностранная литература», 1956. - 728 стр. (стр. 36).
7. Компания ПЕНТА ЮНИОР: [Электронный ресурс]. URL: <https://www.penta-junior.ru> (Дата обращения: 08.02.2020).
8. Национальный стандарт РФ «МОЩНОСТЬ УЛЬТРАЗВУКА В ЖИДКОСТЯХ. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К МЕТОДИКАМ ИЗМЕРЕНИЙ В ДИАПАЗОНЕ ЧАСТОТ ОТ 0,5 ДО 25 МГц» (утвержден и введен в действие 15.12.2009 №1040).

REVIEW OF THE EFFECTS OF THE INFLUENCE OF EXTERNAL VIBRATIONS ON THE FREEZING POINT OF WATER

E. Adorni¹, M. V. Ivanov¹, R. Revetria²

¹*Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow, Russia*

²*University of Genoa (UNIGE), Genoa, Italy*

E-mail: Emanuele.adorni@gmail.com

With this paper we want to provide a first glance at some of those researches that studied how to lower the freezing point of water below the ordinary point by using external vibrations. All the researches started with experiments on distilled water (obtained with different methodology depending on the experiment) and then moving forward to experiments on tap water (contaminated with a known amount of substances). In all cases, methods to bring the samples to an undercooled state were applied at first. Through high frequency vibrations it has been studied how the formation of ice in a vessel of water can be controlled mainly thanks to the development of the phenomenon of cavitation in the water. By increasing the pressure in certain zones of the samples it was possible to study the phenomena linked to water freezing. Some experiments showed how, even with high frequencies, it is still difficult to obtain reliable results on the topic of keeping the water in a liquid state in conditions of low temperatures and with vibrations applied to the fluid.

Key words: undercooled water, high frequency vibrations, low frequency vibrations, nucleation, cavitation, freezing point

В данной статье рассматриваются вопросы снижения температуры замерзания воды ниже обычной точки с помощью внешних вибраций. Все исследования начинались с экспериментов на дистиллированной воде (получаемой по разной методике в зависимости от эксперимента), а затем переходили к экспериментам на водопроводной воде (загрязненной известным количеством веществ). Во всех случаях сначала применялись методы доведения образцов до переохлажденного состояния. С помощью высокочастотных колебаний было изучено, как можно контролировать образование льда в воде, главным образом, благодаря развитию явления кавитации в воде. За счет повышения давления в отдельных зонах проб удалось изучить явления, связанные с замерзанием воды. Некоторые эксперименты показали, что даже при высоких частотах все еще трудно получить достоверные результаты на тему поддержания воды в жидком состоянии в условиях низких температур и при воздействии вибраций на жидкость.

Ключевые слова: подохлажденная вода, высокочастотные колебания, низкочастотные колебания, зарождение, кавитация, температура замерзания

INTRODUCTION

The idea of being able to keep water in a liquid state, below those temperatures at which usually this fluid would freeze, has been object of many studies and with different aims. In the beginning this issue has been addressed for simple projects, such as finding new ways to store food for a long time without compromising its properties. Nowadays, that first idea developed with wider thoughts and with the aim to support those machines which need to work in critical environmental conditions of temperature and humidity.

The first idea may be the one of studying how to prevent and avoid the so-called “nucleation centers”. In fact, in order to start freezing, a liquid must have something to freeze onto. This problem may be avoided by using pure water or by having a volume of water which impurities have been measured and added at first, being able to apply frequencies which would affect the overall natural frequency of the controlled volume.

Well known is the capability of studying water when in an undercooled state, for how much this results unstable. In fact, the minimal not controlled disturbance would trigger the freezing mechanism of the molecules, freezing the container of the fluid and, if this results insert in a bigger system, making useless the system itself. A well-documented option to keep water in a liquid state below the freezing point is to put the liquid under ultrasonic waves. This was studied to be related to the nucleation of ice in undercooled water.

By subjecting a fluid, in our case tap water, to the right frequency, but keeping the range between 5 Hz and 5 kHz (due to setup restrictions), it should be possible to induce and control the phenomenon of cavitation, leading us to results useful for future projects. The idea behind this review of studies is, therefore, to learn how vibrations would help in the future machines to be able to work in extreme temperature conditions without facing the hazard of fuel freezing in the tanks.

1. ANALYSIS

Water can stay in its liquid state also when the temperature decreases below zero degrees Celsius. Each fluid phase depends on temperature and pressure. By following the TTT diagram of water, we can state that by increasing the pressure in the liquid we will delay the transition from liquid phase to solid phase since the freezing point is lowered.

Inada T. et al. performed a study in 2001 where they used a vessel equipped with an ultrasonic generator and a heat-transfer plate made out of copper for their experiments. The reliability of the experiments relies, still nowadays, on the fact that both pure water (obtained by ion-exchange and filtering process) and tap water were used, analysed and commented.

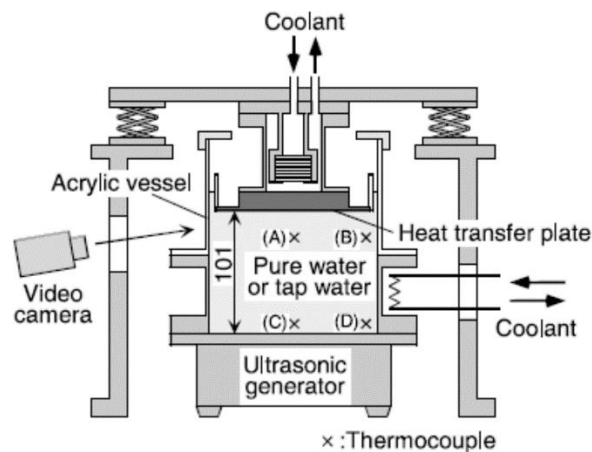


Fig. 1 from Inada T. et al (2001): "Schematic of the experimental apparatus used to generate and observe the phase change from supercooled water to ice". Here they use the term supercooled instead of undercooled.

The first of the two experiments consisted in cooling the copper plate constantly without applying any vibration until the undercooled water was giving signs of freezing on the surface and measuring the temperature of the development of ice. The second experiment, meanwhile, resulted as an implementation of the first experiment by putting the fluid under a vibrating condition at different degrees of undercooling. The experiments were conducted considering different indexes. Among all of them great importance was given to the check of the acoustic pressure amplitude caused by ultrasonic vibration. This value was very difficult to perceive, so the authors decided that reliable conclusions could be given also through the collection of data related to the intensity of cavitation due to ultrasonic vibrations. For this study, the index has

been defined as the “erosion loss of a 15 μm -thick aluminium film that was attached to the heat transfer surface”. Main hypothesis before the experiment was that the phase change would have been characterised by the collapse of the cavitation bubble, therefore followed by a momentary and local pressure increase which led to a higher equilibrium point of the freezing temperature, with a final result of nucleation in solid state.

For the occurrence of cavitation, the following relationship was studied:

$$r_g \geq \frac{4\sigma_{1g}}{3(p_v - p)} \quad (1)$$

Taking into account the radius of bubbles nucleus (r_g), the surface energy at the liquid-gas interface (σ_{1g}), the vapour pressure (p_v) and the pressure of water (p).

This relationship was obtained from previous studies about the dynamic instability of a single bubble. When ultrasonic vibration is implied, it is necessary, in order for cavitation to occur, to have an acoustic pressure amplitude larger than the acoustic pressure obtained from:

$$p_{cr} = \frac{4\sigma_{1g}}{3r_g} - p_v + p_h \quad (2)$$

With p_h the atmospheric pressure.

The conclusions that were reached on the reliability of the simulated model and the reality, showed how ultrasonic vibrations strongly promote the phase change from undercooled water to ice, with both pure water and tap water. Moreover, through ultrasonic vibration, it has been proved possible to control the freezing point of undercooled water by inducing the proper degree of cavitation. This brings the idea that, assuming to dilute air in the volume of water, similar solutions may be obtained with low frequency vibrations.

Hozumi T et al. studied directly the effects of ultrasonic waves on a volume of undercooled water under different external conditions. By studying the samples under diverse circumstances and applying to them a wide range of high frequencies (28 kHz, 40 kHz, 45 kHz, 50 kHz and 1 MHz), relevant results for this branch of science were carried out. They understood the importance of the physical conditions of what is around the volume samples. During their experiments they put the samples in polypropylene vessels. These have been studied in four different configurations: exposed first to the atmosphere and then covered with silicon oil; in a condition in which a metal bar was first dipped into the samples (exposed to the atmosphere) and then covered with silicon oil. It was found that freezing, so the nucleation of the water molecules, was happening only in the configuration of water exposed to the atmosphere and with a metal bar dipped into it. This left the idea that ultrasonic frequencies do not help the freezing of water in case that “the water surface is covered by another substance or no metal bar is dipped into the water”. This study may be useful for future researches suggesting that different type of oils may help, in combination with low frequency vibrations, in keeping water in a liquid state when below the usual freezing temperature.

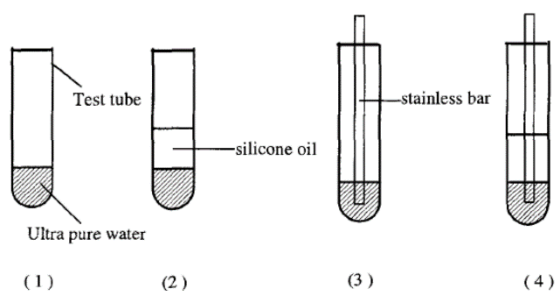


Fig. 2 from Hozumi T. et al. (1999). Description of the samples used for the experiments. (1) pure water; (2) pure water covered with silicone oil; (3) pure water with stainless bar into it; (4) pure water with stainless bar into it and covered with silicone oil.

Thermodynamics has proved the importance of the effects of high pressure waves on undercooled liquids, inducing the formation of solid particles following the Clausius-Clapeyron equation. By using a particular technique, Oshaka K. and Trinh E. H., were able to observe the “nucleation of ice induced by a stable cavitation bubble in undercooled water”. The experiment consisted in studying a “bubble levitating in a host fluid by an ultrasonic field”. The idea behind it was driving the bubble “into a large amplitude volume oscillation mode”. Under the study of the single cavitation bubble, obtained through a setup able to keep the water in an undercooled state but having a different fluid around the amount of water considered, and being able to apply up to 21 kHz of vibration to the liquid, -5°C was the minimum temperature at which the water was still in a liquid state.

An advanced simulation performed by Moore & Molinero was of great importance to the research of how undercooled water crystallizes. Studying low-density amorphous ice (LDA), it was found that, when water was undercooled up to 250 K, small crystals surrounded by threads of water were appearing. Therefore, they understood the importance of the changing of the molecular structure of water in tetrahedron shapes (so each molecule would result bonded to four others). This state was called by the authors as “intermediate ice”. In general, water presents anomalies caused by structural transformations which disturb the liquid state, triggering the solidification of water. Under the given circumstances, water was able to remain in a liquid state until 225 K.

If through low frequency vibrations, we would be able to speed up the water vessels, we would be, in theory, able to disturb the molecular bonding, continuing moving the hypothetical nucleation point of the water samples and so being able to keep the liquid state also when the temperature would be below zero degrees Celsius. Further studies may be able to provide new answers and allow insight on the behaviour of low frequency vibrations with a larger vessel of water in a moving state. In this way, the stream would be able to distribute the heat throughout the volume, thanks to kinetic energy which would affect the molecular bonds of the fluid.

CONCLUSIONS

With this article we wanted to provide a literature review on the studies done about the effects of vibrations on water. With the development of cavitation bubbles in the fluid and a subsequent increase of the pressure around these, we would be able to have water under pressure and in a liquid state also several degrees below the usual freezing point. Main importance, then, is acquired by the process of keeping, through vibrations, the cavitation bubbles stable in the liquid and being able to move the freezing point of the TTT diagram of water.

A similar solution may be obtained by changing the environment around the sample or adding additives to the sample itself. These should interact with the molecules of water interfering with their chemical bonding, by using controlled amount of NaCl in the sample, as science has already proved.

REREFENCES

1. Dergarabedian P., Calif P. The rate of growth of vapour bubbles in superheated water, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 1953, 20, 537-545.
2. Lee C. P., Wang T. G. The effects of pressure on the nucleation rate of an undercooled liquid, Journal of Applied Physics, 1992, 71, 5721-5723.
3. Mishima O., Stanley H. E. The relationship between liquid, supercooled and glassy water, Nature, 1998, 396, 329-335.
4. Oshaka K., Trinh H. Dynamic nucleation of ice induced by a single stable cavitation bubble, Applied Physics Letters, 1998, 73, 129-131.
5. Hozumi T., Saito A., Okawa S. Effect of Ultrasonic waves on freezing of supercooled water, Adv. Cold-Reg. Therm. Eng. Sci., 1999, 65-72.
6. Inada T., Zhang X., Yabe A., Kozawa Y. Active control of phase change from supercooled water to ice by ultrasonic vibration 1. Control of freezing temperature, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44, 4523-4531.
7. Moore E. B., Molinero V. Structural transformation in supercooled water controls the crystallization rate of ice, Nature, 2011, 479, 506-509.
8. Marcolli C. Ice nucleation triggered by negative pressure, Science Report, 2017, 7.
9. Hickling R. Nucleation of freezing by cavity collapse and its relation to cavitation damage, Nature, 1965, 206, 915-917.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ АВТОРОВ

Фамилия И. О.	Стр.	Фамилия И. О.	Стр.
Р. Антропов	117	С.Н. Оганесян	196
Д.И. Бейсенбаева	13	Г.И. Павлов	223
А.И. Быков	22, 179, 205	Д.А. Преснов	108
О.П. Бычков	32	П.А. Пятаков	234
М.Д. Васильев	41	О.А. Саулькина	205
Д.С. Веселов	139	В.С. Скворцов	211
А.А. Вишневский	51	А.М. Соловьева	217
С.А. Гаврильев	59	А.А. Тараторин	159
А.И. Герасимов	41	Д.А. Теляшов	223
С.Л. Денисов	64	С.С. Тотунов	226
Т.И. Дудьев	76	В.В. Тупов	76, 144
В.В. Ершов	89	В.Б. Тупов	211
И.Б. Есипов	5	Г.А. Фараносов	32, 64
О.А. Жоголева	99	В.О. Фатеев	234
Р.А. Жостков	108	А.В. Храмов	117
М.В. Иванов	59, 217, 229, 238	И.В. Храмцов	89, 123
О.А. Иванова	229	В.С. Цура	229
Н.Г. Канев	152, 187	С.А. Чернышев	64
А.И. Комкин	13, 22, 51, 171, 196	Е. Adorni	238
И.И. Конопацкая	234	R. Revetria	238
А.Н. Котов	108		
В.К. Ксенофонтова	117		
О.Ю. Кустов	123		
И.Е. Лапшина	131		
Е.С. Луценко	117		
И.Л. Марголина	137		
О.Ю. Матасова	142		
Н.П. Меркушева	97		
М.А. Миронов	231		
В.О. Москаленко	12		
М.Е. Московец	150		
А.Б. Мухаметов	157		
Г.М. Назаров	169		
Д.Е. Непряхин	169		
Н.С. Нестеров	177		
А.И. Новоселова	184		

Научное издание

АКУСТИКА СРЕДЫ ОБИТАНИЯ

(АСО – 2020)

**Пятая Всероссийская конференция
молодых ученых и специалистов**

(Москва, 24 апреля 2020 г.)

Материалы конференции

Формат 60×90/16. Усл. печ. л. 15,25.
Тираж 50 экз. Заказ .

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
baumanprint@gmail.com