

ISSN 2412-8627

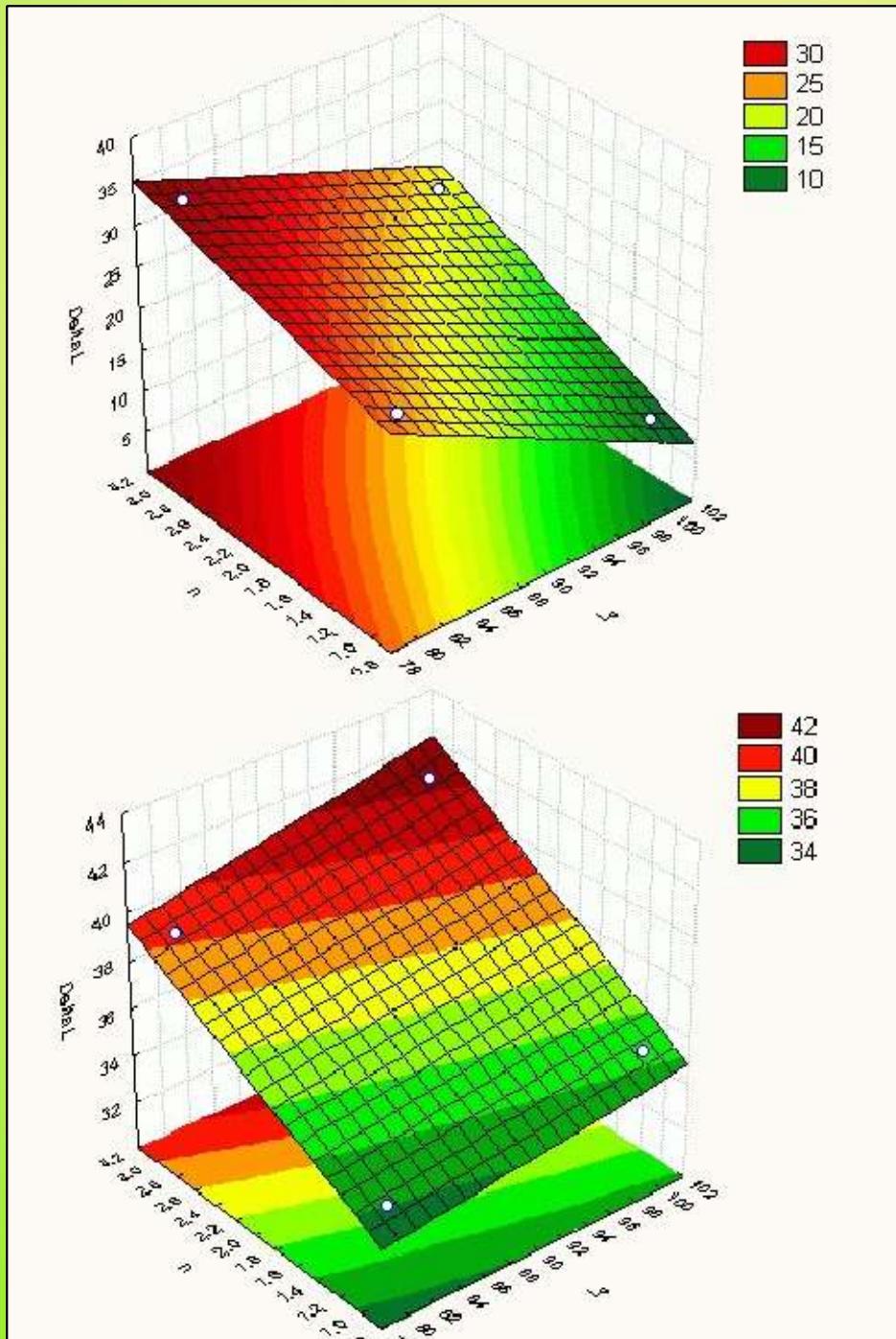
Vol. 7 No. 5

(12+)

Noise

Theory and Practice

Scientific Journal



V
2021

Acoustic Design Institute

Редакционная коллегия

Главный редактор

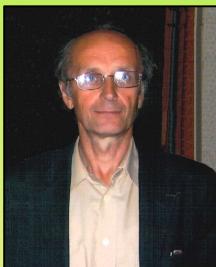
Иванов Николай Игоревич



Доктор технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, заслуженный деятель науки РФ (г. Санкт-Петербург, РФ)

Заместитель главного редактора

Курцев Геннадий Михайлович



Кандидат технических наук, профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Члены редакционной коллегии

Шашурина Александр Евгеньевич



Доктор технических наук, декан факультета "Е" Оружие и системы вооружения, профессор, заведующий кафедрой "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург, РФ)

Элеонора Карлетти



Директор Института сельскохозяйственной и землеройно-транспортных машин (IMAMOTER-CNR) и руководитель исследовательской группы IMAMOTER, работающей в предметной области акустики и вибрации (г. Феррара, Италия)

Тюрин Александр Павлович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Техносферная безопасность", зам. начальника Управления научно-исследовательских работ ФГБОУ ВПО "ИжГТУ имени М.Т. Калашникова" (г. Ижевск, РФ)

Заплетников Игорь Николаевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой оборудования пищевых производств Донецкого национального университета экономики и торговли имени Михаила Туган-Барананского (г. Донецк, Украина)

Серджио Луцци



Профессор и лектор в Университете Флоренции. Руководитель Курса "Акустика и контроль транспортного шума" в UNISER в Италии г.Пистоя (г. Флоренция, Италия)

Тупов Владимир Борисович



Доктор технических наук, профессор кафедры "Тепловые электрические станции" Национального исследовательского университета "Московский энергетический институт" (г. Москва, РФ)

Васильев Андрей Витальевич



Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Химическая технология и промышленная экология" Самарского государственного технического университета, почетный работник высшего профессионального образования РФ (г. Самара, РФ)

Цукерников Илья Евсеевич



Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Научно-исследовательского института строительной физики, профессор Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова (г. Москва, РФ)

Редакционная коллегия

2

Буторина Марина Вадимовна



Кандидат технических наук,
доцент кафедры «Экология и
производственная безопасность»
Балтийского государственного
технического университета
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Тюрина Наталья Васильевна



Доктор технических наук,
руководитель службы
главного инженера ЗАО
"Институт "Трансэкопроект"
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Рассошенко Юлия Сергеевна



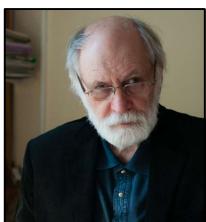
Кандидат технических наук,
доцент кафедры "Экология и
производственная безопасность"
Балтийского государственного
технического университета
"ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Дэвид Копли



Сертифицированный член совета
Института технологий по контролю
за шумом, член совета Института
технологий по контролю за шумом,
руководитель группы инженеров
по борьбе с шумом в техническом
центре Caterpillar (г. Пеория, США)

Емельянов Владислав Николаевич



Доктор технических наук,
профессор, заведующий кафедрой
«Плазмогазодинамика и
теплотехника» Балтийского
государственного технического
университета «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова
(г. Санкт-Петербург, РФ)

Элькин Юрий Иосифович



Доктор технических наук,
профессор кафедры
«Техносферная безопасность»
Московского
автомобильно-дорожного
государственного технического
университета (МАДИ)
(г. Москва, РФ)

Editorial Board

3

Editor-in-chief

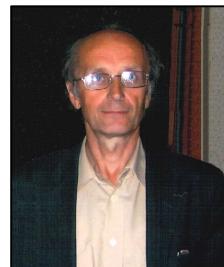
Nickolay Ivanov



Doctor of Engineering Science,
Professor of the Department of
Ecology and Industrial Safety of
the Baltic State Technical
University 'VOENMEH' named
after D.F. Ustinov, Honored
Scientist of the Russian
Federation
(St. Petersburg, Russia)

Deputy Editor-in-Chief

Gennadiy Kurzhev



Ph.D. of Engineering Science,
Professor of the Department of
Ecology and Industrial Safety of
the Baltic State Technical
University 'VOENMEH' named
after D.F. Ustinov (St.Petersburg,
Russia)

Members of the Editorial Board

Aleksandr Shashurin



Doctor of Engineering Science, Dean of
the E faculty 'Weapons and weapons
systems', Professor, Head of the
Department of Ecology and Industrial
Safety, Leading Researcher of the
Scientific Research Unit of the Baltic
State Technical University
'VOENMEH' named after D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

Igor Zapletnikov



Doctor of Engineering Science,
Professor, Head of Department of Food
production equipment of the Donetsk
National University of Economics and
Trade named after Mikhail
Tugan-Baranovsky (Donetsk, Ukraine)

Eleonora Carletti



Director of the Institute of
Agricultural and Earth-Moving
Machinery (IMAMOTER-CNR) and
leader of the IMAMOTER Research
Group working in the Acoustics
and Vibration subject area
(Ferrara, Italy)

Sergio Luzzi



Contract Professor and Lecturer at the
University of Florence. Honorary Visiting
Professor at USURT University of
Ekaterinburg. Visiting Lecturer at the
School of Architecture of the Royal
College of Art in London (Florence, Italy)

Alexander Tyurin



Doctor of Engineering Science,
Professor of Technosphere Safety
Department, Deputy Head of
Research and Development Office of
the FSBEI HPO 'Izhevsk State
Technical University' named after
M.T.Kalashnikov (Izhevsk, Russia)

Andrey Vasilyev



Doctor of Engineering Science, Professor,
Head of Chemical technology and
industrial ecology chair of the Samara
State Technical University, Honorary
Worker of Higher Professional Education
of the Russian Federation, honored
ecologist of the Samara region
(Samara, Russia)

Vladimir Tupov



Doctor of Engineering science,
Professor of the 'Thermal power
plants' Department of the National
Research University 'Moscow Power
Engineering Institute' (MPEI)
(Moscow, Russia)

Ilya Tsukernikov



Doctor of Engineering Science, Professor,
Chief Researcher at the Research Institute
of Construction Physics, Professor of the
Moscow State University of Printing Arts
named after Ivan Fyodorov
(Moscow, Russia)

Editorial Board

4

Marina Butorina



Ph.D. of Engineering Science,
Assistant Professor of the
Department of Ecology and
Industrial Safety of the Baltic State
Technical University 'VOENMEH'
named after D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

Natalya Tyurina



Doctor of Engineering Science, Head
of the Chief Engineer's office of JSC
'Institute 'Transekoproekt'
(St. Petersburg, Russia)

Iuliia Rassoshenko



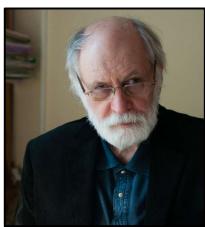
Ph.D. of Engineering Science, Senior
Researcher of the Scientific Research
Unit, Assistant Professor of the
Department of Ecology and Industrial
Safety of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH' named after
D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

David Copley



Board-Certified member of the
Institute of Noise Control Engineering,
member of the Society of Automotive
Engineers Acoustical Materials
committee, a team leader in a group of
noise control engineers at Caterpillar's
Technical Center (Peoria IL, USA)

Vladislav Emelyanov



Doctor of Engineering Science,
Professor, Head of Plasma Gas
Dynamics and Thermal Engineering
Department of the Baltic State
Technical University 'VOENMEH'
named after D.F. Ustinov
(St. Petersburg, Russia)

Yuri Elkin



Doctor of Engineering Science,
Professor of the Department of
Technosphere Safety, Moscow
Automobile and Road Construction
State Technical University (MADI),
(Moscow, Russia)

Научный журнал

Том 7 №5

Учредитель

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

**Сетевой Научный Журнал
'Noise Theory and Practice'**

выпускается с 2015 г.

Основателем Журнала является д.т.н., профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова основатель транспортной акустики в России - Иванов Николай Игоревич.

"Noise Theory and Practice" посвящен фундаментальным проблемам в области виброакустики и принимает работы по направлениям:
- 29.00.00 Физика
- 29.37.00 Акустика
- 43.00.00 Общие и комплексные проблемы естественных и точных наук
- 87.00.00 Охрана окружающей среды. Экология человека

Все статьи, поступающие в редакцию, проходят обязательное рецензирование. Журнал является открытым сетевым ресурсом и издается с периодичностью четыре раза в год.

Фактический адрес редакции
Россия, г. Санкт-Петербург,
ул. Бумажная, д.17, лит. А,
пом. 436-1

+7 (812) 495-77-97
www.noisetp.com
e-mail: issues@noisetp.com

Ответственный секретарь
Никитенко А.А..

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

Свидетельство

ЭЛ № ФС 77-74057

Содержание

Тюрин А.П.

Рус
Разработка экспериментальной установки для проведения лабораторных исследований шумозащитных материалов

стр. 7-24

Васильев В.А.

Рус
Звуковое поле над проезжей частью, формируемое движением автотранспорта

стр. 25-32

Борцова С.С.

Рус
Комплексное решение проблемы снижения шума железнодорожного транспорта

стр. 33-47

Борцова С.С.

Рус
Выбор оптимальной шумозащитной конструкции по параметрам, влияющим на акустическую эффективность

стр. 48-65

Исаев А.Г.

Рус
Теоретическое обоснование акустической эффективности шумозащиты при ручной абразивной обработке сварных швов

стр. 66-77

Курченко П.С.

Рус
Экспериментальные исследования спектрального состава вибраций и шума координатно- и профильно-шлифовальных станков

стр. 78-91

Разаков Ж.П.

Рус
Расчет акустических характеристик заготовок резьбошлифовальных и шлицешлифовальных станков для расчета уровней шума на рабочем месте

стр. 92-99

Scientific Journal

Vol. 7 No. 5

The founder

Limited liability company 'Acoustic Design Institute' (LLC 'ADI')
in cooperation with Baltic State Technical University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov

The Online Scientific Journal 'Noise Theory and Practice'

has been published since 2015.
The founder of the journal
is Nikolay Igorevich Ivanov,
Doctor of Engineering Sciences,
Professor of the department of
Ecology and Industrial Safety
of the Baltic State Technical
University 'VOENMEH'
named after D. F. Ustinov, the
founder of the transport acoustics
in Russia.

'Noise Theory and Practice'
is devoted to the fundamental
problems in the field of
vibroacoustics and accepts papers
in the following areas:
- 29.00.00 Physics
- 29.37.00 Acoustics
- 43.00.00 General and complex
issues of natural and exact sciences
- 87.00.00 Environmental protection.
Human ecology.

All articles submitted to the
editorial office are subject
to mandatory review. The journal
is an open network resource
and published four times a year.

Location address of the Editorial office

17 building 'A' Bumazhnaya str.,
office 436-1
+7 (812) 495-77-97
www.noisetp.com
e-mail: issues@noisetp.com

Executive Secretary

Nikitenko Anna

Journal is registered in Federal
service for supervision of
communications, information
technology, and mass media

The certificate of registration

ЭЛ № ФС 77-74057

Contents

Tyurin A.P.

Development of an experimental setup for
laboratory research of noise-protective materials
pp. 7-24

RUS

Vasilyev V.A.

The sound field above the highway formed by
the movement of vehicles
pp. 25-32

RUS

Bortsova S.S.

A comprehensive solution to the problem
of reducing the noise of railway transport
pp. 33-47

RUS

Bortsova S.S.

Selection of the optimal noise barrier according
to parameters affecting acoustic efficiency
pp. 48-65

RUS

Isaev A.G.

Theoretical substantiation of acoustic efficiency
of noise protection during manual abrasive
treatment of welds

RUS

pp. 66-77

Kurchenko P.S.

Experimental studies of the spectral composition
of vibrations and noise of coordinate and profile
grinding machines
pp. 78-91

RUS

Razakov Zh.P.

Calculation of acoustic characteristics of workpieces
of thread-grinding and slot-grinding machines
for calculating noise levels in the workplace
pp. 92-99

RUS

УДК: 534.62 + 378

OECD: 01.03.AA

Разработка экспериментальной установки для проведения лабораторных исследований шумозащитных материалов

Тюрин А.П.

Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность»,
ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск, РФ

Аннотация

В статье рассматриваются особенности проектирования лабораторной экспериментальной установки в виде малой реверберационной камеры для выполнения простейших акустических экспериментов в ней на этапе обучения. Выполненный обзор научных источников показал, что данная тема до сих пор является актуальной в связи с поиском возможностей предварительной оценки шумозащитных материалов на предмет их шумозащитных свойств. Изготовленная камера внутренним объемом порядка $0,367 \text{ м}^3$ содержит источник звука для генерации звуковой волны определенной частоты, микрофон, шумоизмерительный прибор, акустическую систему для воспроизведения звукового сигнала. Диапазон рабочих частот камеры – 700–8000 Гц. В качестве возможных вариантов использования является отработка методики реализации факторного эксперимента с использованием одно- или многослойных акустических преград. Построены линейные модели уровня звука в камере в зависимости от количества преград и начального уровня звука в установке при исходных частотах 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц. Все коэффициенты линейных моделей значимы. Использование реверберационных камер малого объема для решения задач по оценке шумозащитных, звукоизоляционных свойств материалов небольшой толщины имеет свои ограничения по частоте, однако позволяет сформировать необходимые знания и навыки на определенном этапе обучения, например, студентов.

Ключевые слова: лабораторная модель, малая реверберационная камера, шумозащитный материал, планирование эксперимента, обучение.

Development of an experimental setup for laboratory research of noise-protective materials

Tyurin A.P.

DSc, professor of the Technospheric Safety department, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,
Izhevsk, Russia

Abstract

The article discusses the subject of designing a laboratory experimental setup in the form of a small reverberation chamber for performing the simplest acoustic experiments in it at the training stage. The performed review of scientific sources showed that this topic is still relevant in connection with the search for opportunities for a preliminary assessment of noise-protective materials for their noise-protective properties. The manufactured chamber with an internal volume of about 0.367 m^3 contains a sound source for generating a sound wave of a certain frequency, a microphone, a noise meter, and an acoustic system for reproducing a sound signal. The operating frequency range of the chamber is 700–8000 Hz. Possible use cases include the development of a method for implementing a factorial experiment using single or multilayer acoustic barriers.

Linear models of the sound level in the chamber are constructed depending on the number of obstacles and the initial sound level in the installation at the initial frequencies of 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Hz. All coefficients of linear models are significant. The use of small-volume reverberation chambers for solving problems of assessing the noise-shielding, sound-insulating properties of materials of small thickness has its own frequency limitations, however, it allows you to form the necessary knowledge and skills at a certain stage of training, for example, students.

Keywords: laboratory model, small reverberation chamber, noise protection material, experiment planning, training.

Введение

Основы знаний об акустических свойствах материалов закладываются в процессе обучения. Развитие технологий приводит к появлению новых материалов, обладающих различными шумозащитными свойствами, которые могут быть исследованы на предварительной стадии. Очень хорошо, когда участие в создании лабораторных устройств принимают обучающиеся под руководством опытного наставника. Для выполнения простейших экспериментов, связанных с изучением шумозащитных свойств материалов на практике, может быть использована реверберационная камера малого объема. Использование реверберационных камер для решения таких типов задач имеет свои ограничения по частоте, однако позволяет сформировать необходимые знания и навыки на определенном этапе обучения, например, студентов. В контексте данной статьи речь пойдет о простейшей модели реверберационной камеры.

Целью данного исследования является разработка лабораторного устройства по наглядному изучению шумозащитных свойств материалов. Его реализация позволит повысить уровень практических навыков и теоретических знаний у выпускников вузов специалистов в области защиты от шума, а также даст возможность проводить определенные экспериментальные исследования в области шумозащитных свойств инновационных материалов и конструкций. В качестве первого этапа важным является изучение накопленного опыта в области ранее созданных реверберационных камер малого объема, их достоинств и недостатков, в том числе с привлечением методов моделирования акустических процессов.

1. Обзор состояния исследований

В целом, как показывает обзор научных источников [1-7, 12, 14], задача создания малых реверберационных камер активно решается, в том числе, зарубежными учеными. Исследователи указывают, что малые камеры также являются достаточно эффективными и изготавливаются с меньшими затратами. Зачастую исследования с помощью них имеют промежуточный характер, предваряющий исследования в больших реверберационных камерах. Камеры малого объема могут быть использованы при условии обеспечения диффузности поля в них и, соответственно, случайном падении звука на образец. В них можно исследовать как многослойные, так и однослойные конструкции, однако единых методов, позволяющих достичь соответствующий уровень точности и воспроизводимости, пока не разработано.

Тем не менее, данные, собранные в совокупности, отлично доказывают, что оценки в малых объемах могут давать практически одинаковые результаты в измерении поглощающих свойств материалов. Удовлетворительный уровень точности возникает в случае однородного диффузного поля внутри [9]. Как правило, данные подобных

исследований используются для получения дополнительных совокупностей данных для разработки методов контроля звукопоглощения в устройствах малого объема.

В связи с доступностью и простотой изготовления камеры малого объема не изготавливаются одним и тем же производителем, и в связи с этим, отличаются внутренней геометрией, оборудованием для анализа и методами измерений. Противоположная ситуация наблюдается для камер большого объема (более 200 м³), применительно к которым разработанные стандарты приводят к получению согласованных результатов, полученных в разных лабораториях. В случае с камерами малого объема получение достоверных результатов зависит от степени разработки методов измерений, включая инновационные техники обработки принимаемых акустических сигналов.

В источнике [1] использовалась миниатюрная инновационная реверберационная камера для исследования индексов звукоизоляции деревянных панелей (древесных плит) толщиной 2-4 см в 1/3 октавных полосах частот в диапазоне 125-3150 Гц. Малая камера использовалась в сопряжении с безэховой камерой. Ее размеры составляют всего 1,0×1,0×1,0 м с внутренней отделкой древесноволокнистой плитой средней плотности. Результаты интерпретировались с использованием методов статистического анализа.

В камерах большого объема наблюдается большое время реверберации. С учетом стоимости технологическими ограничениями важным становится определить объем малой камеры, которая может быть спроектирована и изготовлена. В источнике [2] малогабаритная камера объемом 3 м³ использовалась для акустических измерений на средних и высоких частотах в диапазоне 1/3 октавных полос 125-8000 кГц. На этапе проектирования ее акустические характеристики моделировались с помощью метода конечных элементов, а время реверберации оценивалось обработкой импульсной характеристики. Как утверждают авторы исследования, малая реверберационная камера показала себя надежным инструментом. С помощью нее авторы определяли как коэффициенты звукопоглощения, так и коэффициенты рассеяния для звукопоглощающих и звукорассеивающих материалов нескольких типов.

Использование малых реверберационных камер находит отражение и для оценки звукопоглощения материалов, например, сложных по структуре сэндвич-панелей, применяемых в каютах кораблей. Как утверждают авторы [3], прогнозирование и оценка звукопоглощения таких конструкций, применяемых в судостроении, затруднена, если прибегать только к теоретической оценке. Дополнительно предлагается использовать экспериментальный подход с использованием малогабаритной реверберационной камеры. В работе авторы оценивали звукоизоляцию сэндвич-панелей различных видов с площадью образцов в 1,2×1,0 м в соответствии со стандартом «ASTM standard method for laboratory measurement of airborne sound transmission loss of building partitions and elements, American Standard ASTM E 90-09». Для целей исследования были изготовлены две камеры объемом 2,31 м³ и 3,25 м³. В качестве проверки точности измерений в ней выполнены измерения также и в большой реверберационной камере. В диапазоне среднегеометрический 1/3 октавных частот 125 – 3150 Гц результаты показали удовлетворительное схождение.

Как упоминалось выше, для более точного измерения различных акустических величин звуковое поле внутри камеры должно обладать высокой степенью диффузности. Для этих целей принято устанавливать вращающиеся, подвесные, тонкие изогнутые диффузеры. Однако, установка таких устройств имеет свои ограничения в объеме камеры, что не всегда способствует достижению требуемого коэффициента диффузности. В работе [4] авторы используют малую реверберационную камеру внешними размерами 1,2×1,5×0,95 м для оценки влияния двух типов диффузоров на создаваемое внутри звуковое поле в соответствии с международными стандартами. Камеры были изготовлены из деревянных панелей толщиной 2,8 см, обработанных двумя слоями лака. Анализ

данных показал, что граничные и подвесные диффузеры производят примерно равную диффузию в звуковом поле.

В исследовании [5] представлены конструкция, устройство и процесс калибровки и автоматизации реверберационной камеры для небольших образцов. Созданное устройство в виде малогабаритной камеры имеет объем $1,12 \text{ м}^3$, что является достаточным для испытаний образцов площадью в $0,3 \text{ м}^3$. Для повышения степени диффузности звукового поля использовались диффузоры, и автоматизация измерений позволила повысить надежность результатов. В целом, в пределах диапазонов частот 400–5000 Гц малая реверберационная камера зарекомендовала себя как хороший инструмент для оценки коэффициентов звукопоглощения материалов. Достигнутые результаты имеют достаточную сходимость с аналогичными результатами, полученными в большой реверберационной камере. Коэффициент детерминации R^2 в сравнительном эксперименте в диапазоне частот 400 – 5000 Гц находится на уровне 0,95–0,98. На частотах 125, 250, 315 Гц – на уровне 0,46 – 0,58.

В работе [6] авторы проектируют малогабаритную установку в виде двух смежных камер для исследования звукоизоляции материалов. Камеры имеют вид в виде двойного пятиугольного параллелепипеда, а объем отдельной камеры таков, что она укладывается в куб с диагональю около 1,2 м. В качестве материала для изготовления использовались мазонитовые панели, фанера, стекловолокно. Сечение проема, в который помещался материал для исследования, составил порядка $0,55 \times 0,50 \text{ м}$, диапазон $1/3$ октавных частот, на которых проводились измерения: 400 – 4000 Гц. Авторы выполняли исследование звукоизоляции нескольких материалов в сравнении друг с другом.

В России также велись работы по созданию малых реверберационных камер, однако упоминание их в научных источниках не получило широкого распространения. Так, в [7] изучаются возможности малой камеры с размерами $0,8 \times 0,5 \times 0,1 \text{ м}$, в которой воспроизводили уровень звука в 143 дБА, а тестовый образец располагался на одной из соответствующих сторон. До некоторого времени действовал ГОСТ 26417-85 «Материалы звукопоглащающие строительные. Метод испытаний в малой реверберационной камере» (в настоящее время отменен). В соответствии с ним ускоренный метод определения коэффициентов звукопоглощения строительных материалов на малых образцах площадью $1\text{--}1,5 \text{ м}^2$ и толщиной не более 100 мм основан на использовании малой камеры общим объемом $1,5\text{--}2 \text{ м}^3$, где в качестве звукопередающих устройств являются генератор белого шума и громкоговоритель с рабочим диапазоном частот 50–8000 Гц, в совокупности создающих уровни звука до 100 дБА при общем уровне звука вне камеры до 70 дБА. В качестве усовершенствования подобных измерений, было предложено техническое решение, описанное в [8], позволявшее расширить исследования не только в условиях непостоянного, но и импульсного шума со слабой ударной волной. Точность измерений была повышена за счет увеличения звукоизолирующих свойств самой камеры – ее изготовлением с двуслойными стенками, разделенными звукоизолирующим материалом. Источник импульсного шума располагался в одном из верхних углов, противоположном передней стенке с исследуемым материалом.

Недостатки малогабаритных реверберационных камер, как показал анализ, обусловлен достаточно узким, по сравнению с камерами большого объема, частотным диапазоном для исследований. Условия реверберации достигаются либо самим материалом, либо обработкой внутренних поверхностей, например, лаком. Можно отметить, что рабочий диапазон $1/3$ октавных среднегеометрических частот в среднем составляет 400 – 8000 Гц. Хотя исследователи стараются «захватить» и более низкие частоты. Кроме того, использование камеры с жесткими однослойными стенками не обеспечивает приемлемой звукоизоляции ее стенок.

Патентоспособные полезные модели камер относятся к области акустических измерений шумозащитных материалов, которые, в свою очередь, могут быть использованы создания средств коллективной защиты от шума.

2. Особенности распространения звука в малых объемах

Время реверберации в замкнутом объеме зависит от общего поглощения в нем. При условии диффузности поля внутри камеры, методики определения коэффициентов звукопоглощения материалов основаны на обработке импульсных откликов, возникающих внутри объема при или без наличия материала. То есть сначала проводятся исследования в пустой камере, затем – в камере с образцом. Для такого исследования необходимо создать специальные акустические условия с помощью специальной аппаратуры, генерирующей диффузное поле. Понятие «диффузное поле» можно приближенно определить как количество отраженной звуковой энергии, равномерно рассеянной по всему внутреннему пространству помещения. Для повышения степени диффузности используются как подвесные рассеиватели (диффузеры) так и нестандартная, ассиметричная внутренняя форма камеры. Несмотря на выполнение всех требований, тем не менее, сложно достигнуть полностью диффузного поля в малом объеме. В больших реверберационных помещениях по этой причине используют приемы, при которых позиции расположения микрофонов и/или источников тестового сигнала меняются. В дальнейшем при расчетах используются методы усреднения полученных результатов. Точки приема сигнала располагаются, как правило, на расстоянии 1 м от границ помещения, имеющихся рассеивателей и образца. Тем не менее, при выполнении даже таких требований, вычисленные коэффициенты звукопоглощения имеют погрешность в особенности на низких частотах в том числе от проявления модальных эффектов внутри объема.

Для определения нижней граничной частоты, f_n , Гц, для реверберационных камер существует несколько простейших зависимостей:

1. По ГОСТ 26417-85:

$$f_n = \frac{170}{b}, \quad (1)$$

где b – средний линейный размер камеры, м.

2. По [10]:

$$f_n \geq 2000 \sqrt{\frac{T_{60}}{V}}, \quad (2)$$

где T_{60} – время реверберации, с.

3. По [10, 11]:

$$f_n \approx \frac{500}{\sqrt[3]{V}}, \quad (3)$$

где V – объем помещения в м³.

Время реверберации в помещениях оценивается как теоретически, так и практически. В теории в основном используются формулы Сэбина, Эйринга, Миллингтона. Поскольку габаритные размеры и форма реверберационных камер известны заранее и определяются техническими, экономическими и иными возможностями группы исследователей, то наиболее точно время реверберации определяется за счет обработки полученных импульсных откликов в реальном объекте. Для этого существуют хорошо разработанные методы прерывания шума, методы обработки последовательностей конечной длины или методы обработки сигналов полученных с помощью чирпов (линейной частотной модуляции).

Внутренний объем лабораторной установки будет определять диапазон частот, на которых могут выполняться исследования свойств шумозащитных материалов. Звуковые процессы, наблюдаемые во внутреннем ее пространстве, могут рассматриваться с позицией имеющихся теорий распространения звука – геометрической, волновой или статистической.

Применение геометрической (лучевой) теории для моделирования процессов, протекающих в экспериментальной установке, ограничено вследствие малых размеров внутреннего пространства установки. При исследовании низких и средних частот длины волн превышают габаритные размеры установки, а положения геометрической теории справедливы, если размеры отражающих поверхностей много больше длины волны, при этом размеры неровностей поверхностей много меньше длины волны.

Габаритные размеры ограждающих (внутренних) поверхностей установки ориентировочно составляют $0,568 \times 0,568 \times 1,118$ м, при этом объем равен $0,367$ м³. При использовании формулы (3) нижняя граничная частота, начиная с которой можно проводить измерения, составляет 702 Гц. В соответствии с формулой, использованной в [13]:

$$f_n = \frac{c}{\sqrt[3]{\frac{V}{4}}}, \quad (4)$$

где c – скорость звука, м/с, нижняя граничная частота при этом же объеме составит 758 Гц.

Как показал вышеприведенный обзор использования реверберационных камер малого объема, авторы пользуются математическими соотношения на этапе проектирования. Однако рабочие интервалы частот, а также время реверберации определяются в эксперименте. Время реверберации, вычисленное по формуле:

$$t_{60} = \frac{0,161V}{-S \ln(1 - \alpha)}$$

где $\alpha \approx 0,05$, составит 0,361 с. Однако на данном этапе время реверберации в эксперименте не определялось и в работе не учитывалось.

В конструкции для исследования звукоизоляции материалов выполнена центральная перегородка, внутрь которой крепится исследуемый материал (рисунок 1). Источник звука служит причиной возникновения колебаний среды камеры. Устанавливаемая перегородка квадратного сечения, с габаритными размерами высоты и ширины около 0,565 м, благодаря перегородке-раме полностью перекрывает все сечение установки. В результате этого приемник располагается в области геометрической «звуковой тени», то есть все попадающие на него волны проходят через внешние ограждения.

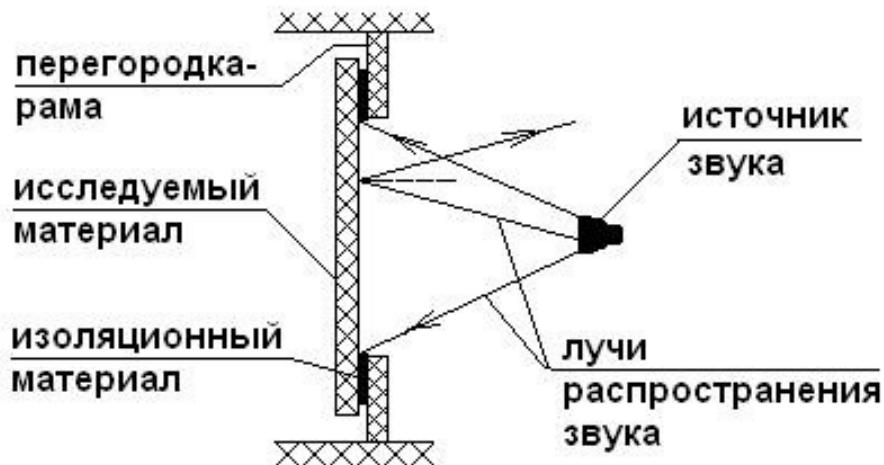


Рис. 1. Схема работы защитной преграды

Зазоры между перегородкой-рамой и стенками установки обработаны силиконовым герметиком, а жесткое крепление исследуемого материала позволяет снизить возникающие в нем вибрации. Зазор между исследуемым материалом и перегородкой-рамой проклеен (со стороны рамы) изоляционным материалом, поэтому зазоры между перегородкой и рамой отсутствуют.

При включении генератора низкочастотных импульсов в сеть (или иного источника, используемого в качестве лабораторного) происходит генерация импульсов частот слышимого диапазона. Импульсы, поступая на динамики аудиосистемы, вызывают их колебания в такт генерируемым частотам. Динамики становятся источниками акустических волн в генераторном отсеке установки.

После включения источника шума происходит процесс возрастания содержащейся в помещении звуковой энергии. В изначальный момент времени звуковые волны распространяются идентично модели открытого пространства. Через некоторый малый промежуток времени волны достигают ограждающих конструкций. Происходит отражение падающих волн, а также их поглощение. Отраженная часть энергии волны возвращается в исходный объем отсека генерации. Поглощенная часть энергии волны вызывает колебательные процессы в изоляционном слое, частично поглощаясь при этом. Неотраженная и непоглощённая часть энергии проходит в соседний объем. Постепенно происходит наложение многократно отраженных волн и заново генерируемых. В результате образуется диффузное звуковое поле.

С течением времени наступает равновесное состояние, когда в помещении поглощается столько же энергии, сколько ее излучает источник, и плотность энергии в помещении стремится к стационарному значению.

Равновесное состояние наступает также в отсеке измерения. На данном этапе необходимо начинать измерение, так как он будет отличаться наименьшими колебаниями. При отключении генератора будет происходить постепенное снижение уровня энергии диффузионного звукового поля за счет рассеивания и поглощения.

Первоначальный пуск установки производится на «холостом» ходу. При этом измеряется уровень диффузного поля, устанавливающийся в экспериментальной установке без применения исследуемого материала. Последующие «рабочие» пуски производятся после крепления исследуемого материала. При этом данный материал проявляет как изоляционные свойства, отражая часть акустических волн, ранее свободно проходящих до микрофона, так и поглощающие свойства конструкции.

3. Общая характеристика экспериментальной установки

Общая принципиальная схема устройства экспериментальной установки представлена на рисунок 2. Она представляет собой короб, выполненный из древесностружечных плит толщиной 16 мм, с разделением на два основных отсека: отсек генерации звуковых колебаний и отсек измерения звуковых колебаний. Отсеки делятся перегородкой из исследуемого материала. Ключевые узлы:

1. устройство для генерации исходных звуковых волн различного спектра – стереосистема Creative Inspire P380 (динамик однополосный высоких и средних частот; динамик однополосный низких частот, совмещенный с сабвуфером; встроенный блок усиления сигнала);
2. образец шумозащитного материала (конструкции) – плоская пластина прямоугольного сечения размерами 570×570 мм, толщиной до 25 мм;
3. микрофон измерителя шума с капсиолем М101;
4. устройство для генерации сигналов октавных частот – звуковой генератор (генератор сигналов низкочастотный ГЗ-118; спектр генерируемых частот - от 0,1 Гц до 99,9 кГц);
5. устройство для измерения звуковых волн различного спектра после прохождения ими шумозащитного экрана – измеритель шума и вибрации ВШВ-003-М2.

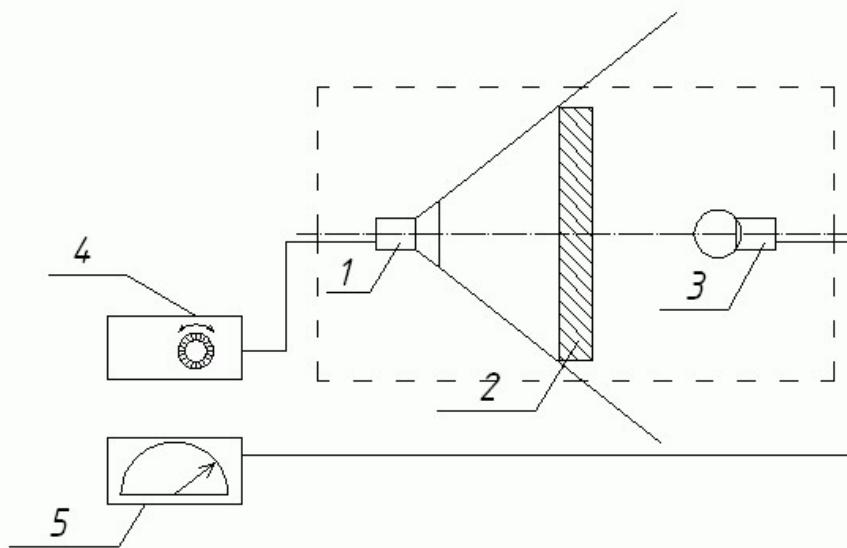


Рис. 2. Принципиальная схема лабораторной установки

Технические характеристики экспериментальной установки:

- диапазон генерируемых частот шума: от 31,5 до 8000 Гц;
- диапазон уровней звукового давления, создаваемый звуковым генератором: от 30 до 120 дБ;
- диапазон частот измерения звукового давления: от 2 Гц до 18 кГц;
- требования к габаритам исследуемого образца: $565 \times 565 (\pm 5)$ мм;
- максимальная толщина слоя исследуемого шумозащитного материала до 25 мм;
- габаритные размеры экспериментальной установки: $1150 \times 600 \times 600$ мм.

Общий вид установки представлен на рисунке 3.



Рис. 3. Фотографические изображения установки

Принцип действия экспериментальной установки:

Звуковой генератор (4) при его включении в сеть, является источником сигналов, преобразуемых в звуковые волны динамиками стереосистемы (1), различного диапазона и уровня звукового давления. Корректировка основных параметров генерируемых звуковых волн достигается за счет изменения частоты колебаний на звуковом генераторе (4) и уровня звукового давления – при помощи регулятора громкости стереосистемы (1).

Между приемником звуковых колебаний – капсюлем (3) измерителя шумометра располагается пластина исследуемого материала (2) или конструкция, выполняющая шумозащитную функцию. Пластина надежно крепится к корпусу экспериментальной установки с помощью зажимов (моделирование условий прочного крепежа строительных конструкций). Прочность крепления позволяет избежать вибраций пластины вследствие воздействия на нее звуковых волн, и, соответственно, максимально снизить возможность становления самой пластины источником шума.

Пластина исследуемого материала плотно прилегает к корпусу экспериментальной установки, между рамой установки и исследуемым материалом проложен шумозащитный слой, что снижает проникновение шума через неплотности конструкции (рис. 3). Приемником звуковых колебаний служит капсюль шумометра (3), установленный на противоположной стороне, относительно исследуемого материала, от источника. На шкале прибора, в соответствии с установками отражаются показания, используемые для

далнейшего анализа.

Исполнение установки может быть различным, различные корпуса, принципы крепления, генерирующие и измеряющие приборы. Степень автоматизации измерений достигается, в том числе, за счет собственного программного обеспечения для обработки звуковых сигналов, подаваемых через источник сигнала и принимаемых микрофоном. В зависимости от точности прибора, используемого для измерения шума, меняется точность измерения всего экспериментального комплекса. Конечно, использованный в данный момент шумомер ВШВ-003М2 является устаревшим прибором, снятым с производства. Однако использование его для учебных целей вполне оправдано. Возможности звукового генератора совместно с измерителем шума определяют широту исследуемых параметров по частоте и силе (уровню звукового давления, энергии звуковых волн и т.д.).

Характеристика и особенности применяемых в данной экспериментальной установке деталей более подробно представлена ниже.

Система генерации звуковых колебаний

В экспериментальной установке была использована следующая система генерации шумов:

- генератор сигналов низкочастотный ГЗ-118;
- аудиосистема Creative Inspire P380.

Генератор сигналов низкой частоты ГЗ-118 (рисунок 4) способен создавать сигналы частотой от 0,1 Гц до 99,9 кГц, что значительно перекрывает воспринимаемый человеческим ухом диапазон. Настройка генерируемой частоты осуществляется при помощи трех ручек частоты (1 на рисунке 4) и ручки множителя (2), расположенных на передней панели. Корректировка производится при помощи ручки расстройки (4). Мощность сигнала настраивается при помощи ручки 5, динамики подключены к гнезду выхода без усилителя.

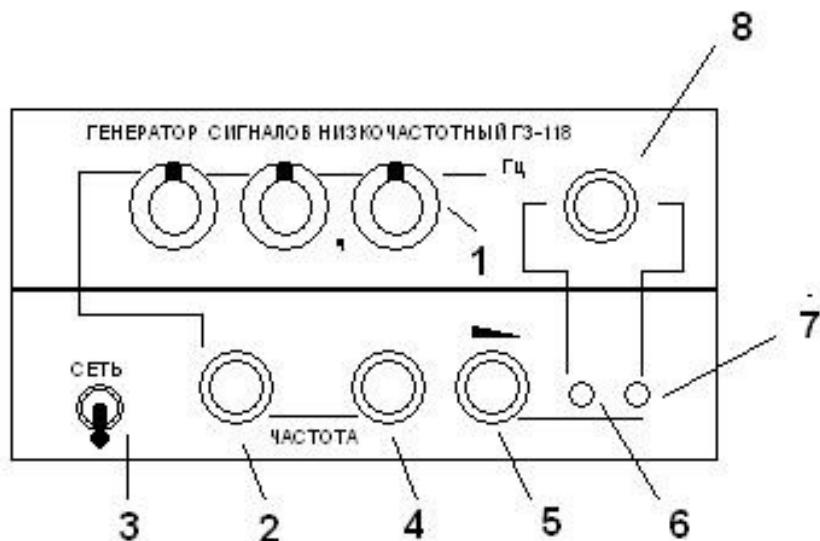


Рис. 4. Вид передней панели генератора сигналов низкочастотного ГЗ-118:
 1 – ручки настройки частоты (от 0,1 до 99,9); 2 – ручка множителя (от 1 до 10^3);
 3 – тумблер включения в сеть; 4 – расстройка частоты; 5 – ручка мощности сигнала;
 6 – выход без усилителя сигнала; 7 – выход после усилителя;
 8 – ручка настройки усилителя (от 0 до 60 дБ)

Аудиосистема настроена на работу в режиме моновоспроизведения (сигнал одинаков на оба динамика и сабвуфер). Сигнал от генератора поступает на усилитель, расположенный в корпусе сабвуфера, и после усиления передается на динамики.

Аудиосистема состоит из динамика однополосного, предназначенного для воспроизведения высоких и средних частот и динамика однополосного, предназначенного для воспроизведения низких частот, совмещенного с сабвуфером и встроенным блоком усиления сигнала.

Регулятор громкости способен регулировать уровень звукового давления. В дополнение имеется ручка настройки уровня использования сабвуфера.

Устройство для измерения шума

Шумомер ВШВ-003-М2 предназначен для измерения уровня звука с частотными характеристиками А, В, С; уровня звукового давления в диапазоне частот от 2 Гц до 18 кГц и октавных полосах в диапазоне частот от 2 Гц до 8 кГц в свободном и диффузионном полях; средних квадратических значений виброускорения и виброскорости.

Съем информации о шуме осуществляется капсиолем микрофонным конденсаторным М101. ВШВ-003-М2 относится к шумомерам I класса точности.

Функционально ВШВ-003-М2 состоит из:

- 1) капсиоля М101;
- 2) предусилителя ВПМ-101;
- 3) усилителя;
- 4) фильтра октавного;
- 5) устройства индикации;
- 6) преобразователя напряжения;
- 7) источника питания или батарей.

Корпус экспериментальной установки

Корпус экспериментальной установки представляет собой короб, сделанный из древесностружечных плит толщиной 16 мм. Крепление древесностружечных плит между собой осуществляется при помощи мебельных уголков (с ребрами жесткости для усиления конструкции), скрепленных шурупами. Короб установки разделен на две части: отсек генерации звуковых колебаний и отсек измерения звуковых колебаний. Отсеки делятся перегородкой из исследуемого материала. Крепление перегородки (рамы из древесностружечной плиты) также осуществляется при помощи мебельных уголков со стороны отсека измерения.

Стыки плит (перед их скреплением) проложены пористым изоляционным материалом, обладающим хорошими тепло- и звукоизоляционными свойствами. Внешние стыки плит, стыки плит между отсеками, а также изолирующая окантовка дверцы, обработаны силиконовым герметиком для обеспечения лучшей звукоизоляции. Дополнительная изоляция стыков является необходимым условием повышения шумоизоляционных свойств установки, так как щели, отверстия, а также неплотности конструкции являются хорошими проводниками звука. Согласно существующему опыту в строительстве для устранения щелей и отверстий рекомендуется использовать акриловые или силиконовые герметики, тем более что последние обладают хорошей эластичностью – важной особенностью материала для заделки различных трещин.

Разделение на отсеки производится при помощи перегородки-рамы, к которой осуществляется крепление исследуемого образца. На поверхность рамы, со стороны крепления исследуемого материала, приклеен изоляционный материал, самоуплотняющийся под давлением. При недостаточной твердости исследуемого материала крепление

осуществляется через раму из древесноволокнистой плиты.

В месте прилегания дверцы (на лицевой стороне установки) по краям древесностружечных плит, по всему периметру дверного проема, сделана окантовка из деревянных реек. Со стороны дверного проема установки на рейки, а также торец перегородки-рамы, также приклеен изоляционный материал, самоуплотняющийся при закрывании дверцы.

Створка двери установки выполнена из древесностружечных плит с вырезами под окна для каждого из двух отсеков. Изоляция оконных проемов выполнена при помощи двустороннего крепления органического стекла на шурупах. Между стеклом и древесностружечной плитой проложен слой изолирующего материала, стыки обработаны силиконовым герметиком. Створка двери подвешена на петлях к нижней плите установки.

Выходы от измерителя шума и вибрации, а также стереосистемы, проложены по низу торца установки и заизолированы при помощи изоляционного материала и герметика. Крепление проводов, как внутри, так и снаружи, осуществляется при помощи U-образных петель.

Крепление микрофона в отсеке измерения, а также стереосистемы в отсеке генерации, осуществляется при помощи подвешивания на капроновых шнурках к верхней плите установки. Крепление шнурков к верхней плите осуществляется при помощи U-образных петель.

Требования к измеряемому материалу

Конструкция установки позволяет проводить исследование различных плоских материалов с длиной образца 560-570 мм, аналогичной шириной и толщиной до 25 мм.

При недостаточной твердости исследуемого материала возможно его крепление через прокладку из древесноволокнистой плиты или фанеры. Подобная конструкция позволяет исследовать образцы различной толщины, а также образцы, представляющие собой комплексные (многослойные) конструкции. В качестве тестовых образцов могут быть использованы классы пенопластов или аналогичные им пробковые панели, пенополиуретан; органическое стекло, изолон, фанера (*трехслойная*), изовер (*Isover*) – минеральная вата на основе стекловолокна. Звукоизоляционные свойства данных материалов хорошо известны, поэтому результаты, полученные в опыте, могут служить основанием для проверки корректности измерений.

4. Методика исследований на лабораторной установке

Принцип построения эксперимента по исследованию шумозащитных свойств материала и последовательность этапов работы следующие:

1. *Настройка параметров генерируемых акустических волн.* Производится при помощи органов настройки звукового генератора (настройка частоты, изначального уровня звука) и органов настройки системы (регулятора громкости и регулятора использования сабвуфера – для проведения опытов на низких частотах) до включения генератора.

2. *Измерение параметров звуковых волн «в холостую»* (без использования преграды из исследуемых материала или защитной конструкции). В ходе «холостого» пуска определяется работоспособность системы, а также производится окончательная настройка уровня звукового давления и снимаются показания шумометра. Измерение проводится при закрытой установке.

3. *Установка исследуемого материала или конструкции.* Исследуемый материал, надежно и плотно закрепляется к корпусу установки (допускается отступление от данного пункта для пористых и неплотных волокнистых материалов, таких как пенопласт, Изовер

и т.д.). После установки материала крышка установки плотно закрывается.

4. «Рабочее» измерение параметров звуковых волн. В ходе рабочего замера производится снятие показаний шумометра. Измерение проводится при закрытой установке. Для качественного измерения, особенно на высоких частотах, необходимо подождать некоторое время, необходимое для стабилизации диффузного поля.

Анализ полученных результатов. Производится на основании данных, полученных для «холостого» и «рабочего» пуска. Анализ проводится с учетом типа и свойств исследуемого материала, толщины защитного слоя, характеристик исходного генерируемого шума, а также требований соответствующей методики. Обязательным является выявление факторов, которые могут влиять на результат измерения, но не учитываются при проведении эксперимента, а также оценка возможного влияния данных факторов на основе априорной информации.

5. Экспериментальная часть и обработка результатов

Одним из вариантов выполнения исследований в такой лабораторной камере, кроме оценки звукоизоляции материалов, является реализации методологии планирования и постановки факторного эксперимента [15, 16, 17]. Для проведения факторного эксперимента был предложен метод *Бокса-Уилсона* (метод крутого восхождения), позволяющий получать статистические математические модели процессов [16]. Подробно использование данного метода описано и в вышеуказанных источниках. *Планирование эксперимента* – это процедура выбора числа и условий проведения опытов, необходимых и достаточных для решения поставленной задачи с требуемой точностью [16].

В данной работе был использован предложенный метод для построения интерполяционной формулы для функции снижения звукового давления преградами из органического стекла.

При помощи созданной лабораторной камеры была проведена серия факторных экспериментов вида 2^2 для органического стекла с целью получения линейной математической модели на некотором промежутке значений уровней звука.

В качестве переменных факторов были приняты начальный уровень звука L_0 , устанавливающийся при отсутствии преграды, количество слоев органического стекла n . В качестве исследуемого параметра (функции отклика) была принята разность уровней звука ΔL , вычисляемая по формуле:

$$\Delta L = L_0 - L_{\text{пр}}, \quad (5)$$

где $L_{\text{пр}}$ – уровень звукового давления, установившийся при наличии преграды.

Кодированные значения факторов, применяемые в экспериментах, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Кодирование факторов эксперимента и их уровни

Параметр	Обозначение	Уровни		
		-	0	+
Начальный уровень звука, L_0 , дБА	X_1	80	90	100
Количество преград из оргстекла, n , шт	X_2	1	2	3

Планирование всех опытов осуществлялось по матрице, представленной в таблице 2. Вычисление ΔL проводилось по формуле (5). Опыты проводились в

случайном порядке, тем самым снижая вероятность получения систематических ошибок. Для простоты анализа все эксперименты приведены в последовательности, представленной в таблице 2.

Таблица 2

Планирование экспериментов 2^2 (матрица экспериментов)

№ опыта	x_0	x_1	x_2	$x_1 \cdot x_2$	y , снижение уровня звука, дБА
1	+	+	-	-	y_1
2	+	-	-	+	y_2
3	+	+	+	+	y_3
4	+	-	+	-	y_4

Все эксперименты проводились при равномерном дублировании опытов, для каждого значения y_i проводились три параллельных опыта.

Для частот, начиная от 500 Гц до 8000 Гц получены адекватные уравнения регрессии с коэффициентами, являющимися значимыми.

Анализ результатов экспериментов для органического стекла

Частота 500 Гц

Для 500 Гц исследование проводилось в качестве постановочного, для пояснения методики. Несмотря на значимость коэффициентов регрессии, полученных в эксперименте ниже, тем не менее, логично начинать исследования ориентировочно с 700 Гц, поскольку формулы определения нижней граничной частоты (3, 4) основаны на положениях акустики.

Представим зависимость снижения уровня звука y , дБА, в виде уравнения регрессии с учетом возможного взаимодействия факторов:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2, \quad (6)$$

где b_0, b_1, b_2, b_{12} – коэффициенты регрессии.

По полученным данным параллельных опытов вычислим среднее арифметическое значение (таблица 3):

Таблица 3

Среднее арифметическое параллельных опытов для частоты 500 Гц

№ опыта	x_1	x_2	y_1	y_2	y_3	\bar{y}_j
1	+	-	10	10,5	9	9,8
2	-	-	24,5	26	24,5	25,0
3	+	+	22,5	21,5	21,5	21,8
4	-	+	33,5	32	33,5	33,0

Вычислим дисперсию s_j^2 опыта для каждой строки матрицы по данным параллельных опытов по формуле:

$$s_j^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{u=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_j)^2, \quad (7)$$

где s_j^2 – дисперсия опыта.

Гипотеза однородности дисперсий проверялась с помощью критерия Кохрена. Гипотеза однородности подтвердилась. Далее, по результатам опытов вычислялись линейные коэффициенты модели, которые соответственно составили: $b_0 = 22,40$; $b_1 = -6,60$; $b_2 = 5,00$; $b_{12} = 1,00$. Все коэффициенты модели по методу сравнения с доверительным интервалом являются значимыми.

Дальнейшие вычисления опускаются в связи с известностью методики обработки результатов эксперимента [17].

Уравнение регрессии, с учетом ранее приведенных вычислений, будет иметь вид:

$$y = 22,40 - 6,60x_1 + 5,00x_2 + 1,00x_1x_2, \quad (8)$$

По F критерию Фишера адекватность найденной модели подтверждается.

Подставим абсолютные параметры (согласно таблице 1) в уравнение регрессии (8):

$$\begin{aligned} y &= 22,40 - 6,60 \left(\frac{L_0 - 90}{10} \right) + 5,00(n - 2) + 1,00 \left[\left(\frac{L_0 - 90}{10} \right) \cdot (n - 2) \right] = \\ &= 89,80 - 0,86L_0 - 4,00n - 0,1L_0n. \end{aligned}$$

В результате анализа данных, полученных во время полного факторного эксперимента 2^2 для частоты 500 Гц в интервале от 80 до 100 дБ начального уровня звукового давления L_0 , была получена следующая линейная модель снижения уровня звукового давления п преградами из оргстекла толщиной 5 мм:

$$\Delta L_{500}^{80-100} = 89,80 - 0,86L_0 - 4,00n - 0,1L_0n. \quad (9)$$

На рисунке 5а выполнено графическое представление линейной зависимости (9).

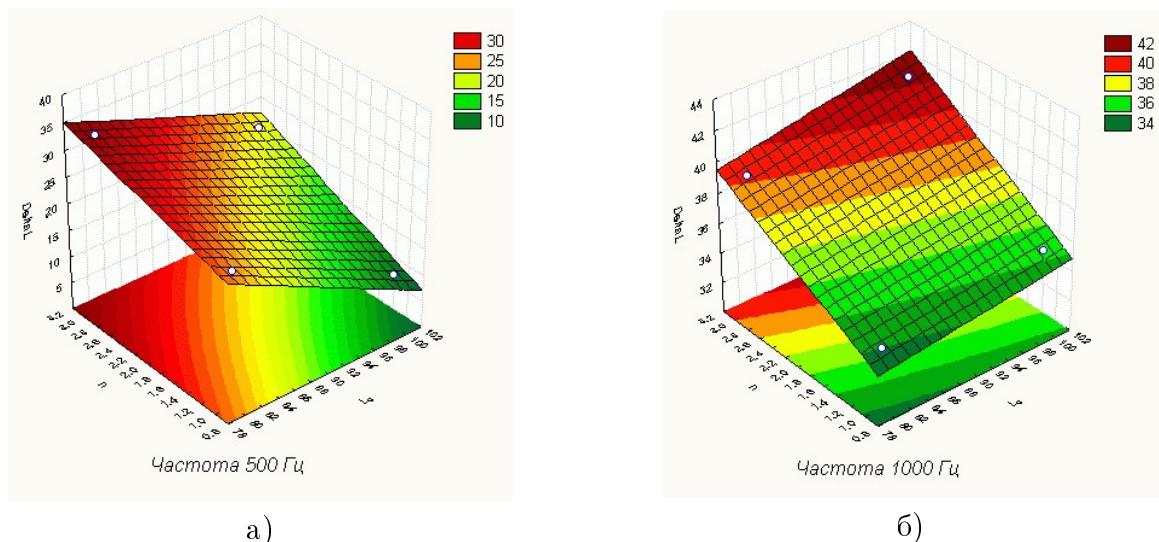


Рис. 5. График линейной функции для частот 500 и 1000 Гц соответственно

Аналогичные опыты были проведены и для частот 1000, 2000, 4000, 8000 Гц. Общий вид полученных формул следующий:

$$\Delta L_{500}^{80-100} = 89,80 - 0,86L_0 - 4,00n - 0,1L_0n;$$

$$\Delta L_{1000}^{80-100} = 24,20 - 0,09L_0 + 2,80n;$$

$$\Delta L_{2000}^{80-100} = 22,50 - 0,16L_0 + 5,25n;$$

$$\Delta L_{4000}^{80-100} = 10,20 - 0,16L_0 + 4,60n;$$

$$\Delta L_{8000}^{80-100} = -9,35 + 0,20L_0 + 1,30n.$$

Интерпретация результатов экспериментов

Анализируя полученные математические модели можно сделать следующие выводы:

- снижение уровня звукового давления в камере при установке преграды зависит от количества преград и начального уровня звукового давления;
- на низких частотах снижение уровня звукового давления, как правило, зависит от взаимодействия данных факторов, что может быть следствием возникновения взаимных вибраций нескольких преград;
- наибольшей эффективностью на средних частотах обладает первая преграда, дальнейшая установка дополнительных слоев дает лишь небольшой прирост защитных свойств;
- наиболее ощутимо влияние дополнительно установленных преград на низких и высоких частотах, где тонкая одиночная преграда является малоэффективной;
- при установке одной тонкой преграды возможно увеличение уровня звукового давления на низких частотах, связанное, вероятно, с колебательными движениями преграды.

В зависимости от видов реализации методик измерения в лабораторной камере, интерпретация результатов будет отличаться в случаях, например, оценки коэффициентов звукопоглощения или рассеяния.

Заключение

Для организации защиты от шума необходимо знать шумозащитные свойства различных материалов и конструкций, исследование которых можно проводить экспериментальным и (или) теоретическим путем.

Выполненное исследование, включая этап изготовления экспериментальной установки – аналога малой реверберационной камеры, позволяет отработать процедуру выполнения экспериментов по исследованию шумозащитных свойств материалов. Говоря о шумозащитных свойствах, имеются в виду различные характеристики – коэффициент звукопоглощения, рассеяния, коэффициент звукоизоляции и пр. Физические их принципы известны, равно как и особенности измерений, однако применительно к данной установке возникнут ограничения по частоте, размерам материала. Должен быть найден баланс между размером образца исследуемого материала и объемом установки. Другой стороной использования данной установки является отработка алгоритма оценки импульсных откликов камеры с использованием различного рода сигналов.

Выполнены исследования снижения уровня звука в камере при наличии преграды, выполненной из одного до трех слоев органического стекла. По экспериментальным данным возможно создание адекватной линейной математической модели процесса на небольшом интервале значений варьируемых факторов.

Разработанная модель малогабаритной камеры имеет большое значение на этапе подготовки специалистов при изучении акустических характеристик материалов и методов их исследований. В случае автоматизации измерений, калибровки, значимость для получения предварительных результатов, образовательных целей трудно переоценить. *Возможные области применения работы:* проведение лабораторных практикумов студентов; изучение шумозащитных свойств материалов и конструкций опытным путем.

Список литературы

1. Purwanto, B., Aryantie, M. H., Zulfachmi, Z., & Aprishanty, R. (2020). Low-Cost and Portable Sound Reduction Box: Innovation for Acoustic Material Performance Measurement. *Journal of Engineering and Technological Sciences*, 52(5), 732. <https://doi.org/10.5614/j.eng.technol.sci.2020.52.5.9>
2. Hernandez, D., Liu, E. J., Huang, J. H., & Liu, Y. C. (2014). Design and Construction of a Small Reverberation Chamber Applied to Absorption and Scattering Acoustic Measurements. *Advanced Materials Research*, 1077, 197–202. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.1077.197>
3. Kim, H.-M. (2010). Using a small-scale reverberation chamber to improve a ship's double sandwich panel noise attenuation performance. *Noise Control Engineering Journal*, 58(6). <https://doi.org/10.3397/1.3495739>
4. Bradley, D. T., Müller-Trapet, M., Adelgren, J., & Vorländer, M. (2014). Effect of boundary diffusers in a reverberation chamber: Standardized diffuse field quantifiers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 135(4), 1898–1906. <https://doi.org/10.1121/1.4866291>
5. Del Rey, R., Alba, J., Bertó, L., & Gregori, A. (2017). Small-sized reverberation chamber for the measurement of sound absorption. *Materiales de Construcción*, 67(328), 139. <https://doi.org/10.3989/mc.2017.07316>
6. Tsui, C. Y., Voorhees, C. R., & Yang, J. C. S. (1976). The design of small reverberation chambers for transmission loss measurement. *Applied Acoustics*, 9(3), 165–175. [https://doi.org/10.1016/0003-682X\(76\)90015-3](https://doi.org/10.1016/0003-682X(76)90015-3)
7. Велижанина, К.А. Метод малой камеры в применении к исследованию звукопоглощающих систем при высоких уровнях звука / К.А. Велижанина, В.В. Ястребов // Акустический журнал, Вып. 24, № 1, 1978. – С. 130–132.
8. Патент на полезную модель «Камера реверберационная» [Текст] / А.П. Тюрин, Б.В. Севастьянов, С.Г. Шуклин. – Опубл. 27.09.2008, Бюл. № 27.
9. Veen, J. Feasibility of a standardized test procedure for random incidence sound absorption tests using a small size reverberation room / J. Veen, P.Saha. – SAE Technical Paper 2003-01-1572.
10. Kuttruff, H. Room acoustic. – Elsevier Science Publishers, 2000. – 369 pp.
11. Schroeder, M.R. On frequency response curves in rooms. Comparison of experimental, theoretical, and Monte Carlo results for the average frequency spacing between maxima / M.R. Schroeder, H. Kuttruff // J. Acoust. Soc. Am., Vol. 34, № 1, 1962. – P. 76-80.
12. Cox, T.J. Acoustic absorbers and diffusers; theory, design and application / T.J. Cox, P. D'Antonio. – New York : Taylor and Francis, 2009. – 477 p.
13. Viscardi, M., & Arena, M. (2019). Sound proofing and thermal properties of an innovative viscoelastic treatment for the turboprop aircraft fuselage. *CEAS Aeronautical Journal*, 10(2), 443–452. <https://doi.org/10.1007/s13272-018-0326-z>
14. Jackson, P., "Design and Construction of a Small Reverberation Chamber," SAE Technical Paper 2003-01-1679, 2003, <https://doi.org/10.4271/2003-01-1679>.
15. Логические основания планирования эксперимента. Налимов В.В. Голикова Т.И. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Металлургия, 1980. – 152 с., ил.
16. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.Б. М.: Наука, 1971. -283 с., ил.
17. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. – 184 с., ил.

References

1. Purwanto, B., Aryantie, M. H., Zulfachmi, Z., & Aprishanty, R. (2020). Low-Cost and Portable Sound Reduction Box: Innovation for Acoustic Material Performance Measurement. *Journal of Engineering and Technological Sciences*, 52(5), 732. <https://doi.org/10.5614/j.eng.technol.sci.2020.52.5.9>
2. Hernandez, D., Liu, E. J., Huang, J. H., & Liu, Y. C. (2014). Design and Construction of a Small Reverberation Chamber Applied to Absorption and Scattering Acoustic Measurements. *Advanced Materials Research*, 1077, 197–202. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.1077.197>
3. Kim, H.-M. (2010). Using a small-scale reverberation chamber to improve a ship's double sandwich panel noise attenuation performance. *Noise Control Engineering Journal*, 58(6). <https://doi.org/10.3397/1.3495739>
4. Bradley, D. T., Müller-Trapet, M., Adelgren, J., & Vorländer, M. (2014). Effect of boundary diffusers in a reverberation chamber: Standardized diffuse field quantifiers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 135(4), 1898–1906. <https://doi.org/10.1121/1.4866291>
5. Del Rey, R., Alba, J., Bertó, L., & Gregori, A. (2017). Small-sized reverberation chamber for the measurement of sound absorption. *Materiales de Construcción*, 67(328), 139. <https://doi.org/10.3989/mc.2017.07316>
6. Tsui, C. Y., Voorhees, C. R., & Yang, J. C. S. (1976). The design of small reverberation chambers for transmission loss measurement. *Applied Acoustics*, 9(3), 165–175. [https://doi.org/10.1016/0003-682X\(76\)90015-3](https://doi.org/10.1016/0003-682X(76)90015-3)
7. Velizhanina, K.A. Small chamber method as applied to the study of sound-absorbing systems at high sound levels / K.A. Velizhanina, V.V. Yastrebov // Ajusticheskij Zhurnal, vol. 24, issue 1, 1978. – pp. 130–132.
8. Patent RU 76743, U1 «Reverberation chamber» / Tyurin A.P., Sevastianov B.V., Shuklin S.G. – Publication: 27.09.2008, bull. 27.
9. Veen, J. Feasibility of a standardized test procedure for random incidence sound absorption tests using a small size reverberation room / J. Veen, P.Saha. – SAE Technical Paper 2003-01-1572.
10. Kuttruff, H. Room acoustic. – Elsevier Science Publishers, 2000. – 369 pp.
11. Schroeder, M.R. On frequency response curves in rooms. Comparison of experimental, theoretical, and Monte Carlo results for the average frequency spacing between maxima / M.R. Schroeder, H. Kuttruff // J. Acoust. Soc. Am., Vol. 34, № 1, 1962. – pp. 76-80.
12. Cox, T.J. Acoustic absorbers and diffusers; theory, design and application / T.J. Cox, P. D'Antonio. – New York : Taylor and Francis, 2009. – 477 p.
13. Viscardi, M., & Arena, M. (2019). Sound proofing and thermal properties of an innovative viscoelastic treatment for the turboprop aircraft fuselage. *CEAS Aeronautical Journal*, 10(2), 443–452. <https://doi.org/10.1007/s13272-018-0326-z>
14. Jackson, P., «Design and Construction of a Small Reverberation Chamber», SAE Technical Paper 2003-01-1679, 2003, <https://doi.org/10.4271/2003-01-1679>.
15. Nalimov, V.V., Golikova, T.I. Logical foundations for planning an experiment. M.: Metallurgiya, 1980. – 152 p.
16. Adler, Yu. P., Markova E.V., Granovskiy Yu.V. Planning an experiment to find optimal conditions. Moscow: Nauka, 1971. – 283 p.
17. Spiridonov, A.A. Planning an experiment in the study of technological processes. M.: Mashinostroenie, 1981. – 184 p.

УДК: 534.836.2:534.832

OECD: 01.03.AA

Звуковое поле над проезжей частью, формируемое движением автотранспорта

Васильев В.А.

Соискатель, Балтийский Государственный Технический Университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Представлена общая информация, о существующих методах определения шумовой характеристики автотранспортного потока. Полученные в статье результаты позволяют характеризовать параметры звукового поля, формируемого над проезжей частью и всей дорогой в целом в зависимости от интенсивности и скорости движения, количества полос движения и доли грузовых автомобилей и автобусов в транспортном потоке. Согласно полученным результатам, с учётом затухания с расстоянием, сформулирован вывод о влияние шума полос движения на звуковое поле, формируемое на расстоянии семи с половиной метров от оси ближайшей полосы движения. Сформулирована дальнейшая цель исследований в данной сфере, с учётом полученных результатов, с целью получения корректных расчетов акустической эффективности шумозащитных экранов, выемок, насыпей и других шумозащитных препятствий.

Ключевые слова: шум, шум автотранспортного потока, расчёт шума, распространение шума, звуковое поле.

The sound field above the highway formed by the movement of vehicles

Vasilyev V.A.

Applicant, Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinova,
St. Petersburg, Russia

Abstract

General information on the existing methods for determining the noise characteristics of the traffic flow is presented. The results obtained in the article make it possible to characterize the parameters of the sound field formed over the carriageway and the entire road as a whole, depending on the intensity and speed of traffic, the number of lanes and the share of trucks and buses in the traffic flow. According to the results obtained, taking into account attenuation with distance, a conclusion was formulated about the effect of traffic lane noise on the sound field formed at a distance of seven and a half meters from the axis of the nearest traffic lane. It was formulated as a further purpose of research in this area, taking into account the results obtained, in order to obtain correct calculations of the acoustic efficiency of noise barriers, excavations, embankments and other noise barriers.

Keywords: noise, highway traffic noise, noise calculation, noise propagation, sound field.

Введение

Шумовое загрязнение является одним из основных и часто встречающихся источников жалоб на качество экологической среды в Европе, особенно данная проблема выражена в густонаселённых городских районах и жилых районах вблизи автомобильных дорог. По сравнению с другими загрязнителями последствия шумового воздействия недостаточно изучены, но известно, что шум оказывает негативное воздействие на нервную и сердечно-сосудистую системы, репродуктивную функцию человека, вызывает раздражение, нарушение сна, утомление, агрессивность, способствует психическим заболеваниям. Данная проблема вызывает растущую озабоченность как среди широкой общественности, так и среди политиков.

1. Определение шумовой характеристики автомобильного потока

Шумовая характеристика автотранспортного потока характеризуется эквивалентным ($L_{\text{экв}}$) и максимальным ($L_{\text{макс}}$) уровнем звука в точке на высоте от земли 1,5 м, на расстоянии 7,5 м от оси ближайшей полосы движения и зависит от:

- интенсивности движения потока;
- суммарной доли грузовых автомобилей и автобусов в транспортном потоке;
- скорости движения потока;
- продольного уклона дороги;
- типа покрытия проезжей части;
- числа полос движения;
- ширина разделительной полосы;
- от режима движения на пересечениях улиц. [3]

В действующей нормативной документации и литературе, представлены следующие методики расчета:

1. По формуле 1 из СП 276.1325800.2016 «Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков» [3];
2. По формуле 7 из СП 276.1325800.2016 «Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков» [3];
3. Метод из ОДМ 218.2.013.2011 «Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам» [4];
4. Методика из книги «Защита от шума в градостроительстве. Справочник проектировщика» Осипов Г.Л. [5];
5. Подход, изложенный в работе «Борьба с шумом на автомобильных дорогах» Поспелов П.И. [6];
6. Метод из книги «Справочник по технической акустике» Хекл М., Мюллер Х.А.[7].

По результатам исследований, представленных в работах [8,9] можно сделать вывод, что действующие методики расчета показывают низкую сходимость с результатами натурных измерений до 20 дБА и 11 дБА по эквивалентному и максимальному уровню звука, соответственно. Данное расхождение связано с изменением состава транспортного потока, относительно года первых публикаций данных формул более 25 лет назад. [5,6] Наибольшую сходимость 8-10 дБА показали результаты расчета по формуле 7 из СП 276.1325800.2016. Для дальнейшего расчета принимается данная методика.

Согласно существующей нормативной документации, акустический центр автодороги вне зависимости от количества проезжих частей принимается на оси ближайшей к краю дороги полосе движения. Данный вариант расположения акустического центра приемлем при расчете акустического воздействия без учета

шумозащитного экрана, в случае расчета с учетом шумозащитного экрана, принимаю за акустический центр, либо ближайшую полосу движения, либо на дальней полосе движения, данные варианты расположения акустического центра дают большое расхождение относительно реальной картины.

Для определения акустического центра в зависимости от количества полос движения и состава автомобильного потока, необходимо рассмотреть вопрос распределения автотранспорта по полосам движения и их средней скорости на каждой из них.

2. Распределение автотранспортного потока по полосам

Согласно статье [10] в нормативной документации распределение транспортного потока по полосам представлено в ОДН 218.046-01 [13], где используется коэффициент $f_{\text{пол}}$, в ОДМ 218.2.020-2012 приведен коэффициент распределения по полосам для четырех- и шестиполосных дорог, также интересующая нас информация представлена в отчете НИР [14] и другие подходы.

Авторы работы [10] сопоставили существующие подходы к определению распределения потока по полосам с результатами мониторинга ГК «Автодор» с 2011 по 2015 гг. получившиеся данные не дали удовлетворительных результатов сходимости. Ниже представлены таблицы с результатами обобщения и систематизации данных с пунктов автоматизации учета движения ГК «Автодор».

Таблица 1

Доля транспортных средств, движущихся по полосе №1 на двухполосной проезжей части

Доля грузовых автомобилей в составе потока	Часовая интенсивность движения, авт/ч (Полоса №1)												
	до 99	100 - 199	200 - 299	300 - 399	400 - 499	500 - 599	600 - 699	700 - 799	800 - 899	900 - 999	1000 - 1499	1500 - 1999	более 2000
до 30 %	0,72	0,8	0,83	0,73	0,65	0,45	0,35	0,34	0,5	0,54	0,51	0,48	0,42
31-40 %	0,61	0,55	0,57	0,58	0,51	0,47	0,43	0,45	0,45	0,43	0,4	0,33	0,32
41-50 %	0,6	0,63	0,62	0,59	0,6	0,55	0,58	0,55	0,51	0,47	0,39	0,35	0,32
51-60 %	0,64	0,69	0,67	0,62	0,63	0,62	0,66	0,62	0,56	0,51	0,53	0,45	0,43
более 60 %	0,73	0,62	0,64	0,64	0,68	0,73	0,75	0,75	0,56	0,51	0,53	0,45	0,43

Таблица 2

Доля транспортных средств, движущихся по полосе №1 и №2 на трехполосной проезжей части

Доля грузовых автомобилей в составе потока	Часовая интенсивность движения, авт/ч (Полоса №1)											
	до 299	400 - 499	500 - 599	600 - 699	700 - 799	800 - 899	900 - 999	1000 - 1499	1500 - 1999	2000 - 2499	2500 - 2999	более 3000
до 30 %	0,18 / 0,68	0,18 / 0,56	0,15 / 0,64	0,17 / 0,58	0,14 / 0,60	0,15 / 0,58	0,18 / 0,54	0,19 / 0,50	0,24 / 0,45	0,29 / 0,44	0,42 / 0,36	0,43 / 0,37
31-40 %	0,22 / 0,61	0,20 / 0,58	0,22 / 0,56	0,18 / 0,58	0,16 / 0,54	0,17 / 0,52	0,18 / 0,49	0,15 / 0,51	0,16 / 0,50	0,10 / 0,50	0,07 / 0,50	0,06 / 0,42
41-50 %	0,24 / 0,57	0,24 / 0,55	0,22 / 0,53	0,23 / 0,52	0,21 / 0,53	0,21 / 0,52	0,22 / 0,51	0,18 / 0,52	0,16 / 0,48	0,08 / 0,48	0,07 / 0,45	0,06 / 0,47
более 50 %	0,25 / 0,55	0,22 / 0,56	0,13 / 0,51	0,19 / 0,50	0,21 / 0,52	0,24 / 0,54	0,18 / 0,50	0,18 / 0,48	0,16 / 0,48	0,08 / 0,48	0,07 / 0,45	0,06 / 0,44

Таблица 3

Доля транспортных средств, движущихся по полосе №1, №2 и №3 на четырехполосной проезжей части

Доля грузовых автомобилей в составе потока	Часовая интенсивность движения, авт/ч (Полоса №1/№2/№3)		
	до 599	от 600 до 1999	от 2000 до 2999
до 40 %	0,26 / 0,23 / 0,45	0,26 / 0,21 / 0,43	0,20 / 0,20 / 0,45
41-50 %	0,27 / 0,24 / 0,44	0,26 / 0,21 / 0,43	0,20 / 0,20 / 0,45
более 50 %	0,29 / 0,27 / 0,41	0,26 / 0,21 / 0,43	0,20 / 0,20 / 0,45

Часовая интенсивность движения в таблице 1-3 представлена для одного направления движения. Нумерация полос принята от обочины дороги. Под грузовыми автомобилями, принимались все автотранспортные средства за исключением легковых автомобилей.

Данные представленные в [10] получены по результатам анализа более 8500 часов наблюдений за интенсивностью и составом движения автомагистралей М-4 и М-1. В соответствии с данными факторами, считаю данные достаточно репрезентативными, для принятия в расчет, при определении распределения автотранспортного потока по проезжей части.

3. Зависимость скорости движения от количества полос и интенсивности

Для определения шумовой характеристики помимо интенсивности движения и состава потока немаловажным фактором является скорость движения автотранспорта.

Скорость движения автомобильного потока на каждой из полос движения, в частности, зависит от интенсивности движения и пропускной способности. Показательные кривые зависимости скорости движения от интенсивности потока и количества полос представлены в [11] (Рис. 1).

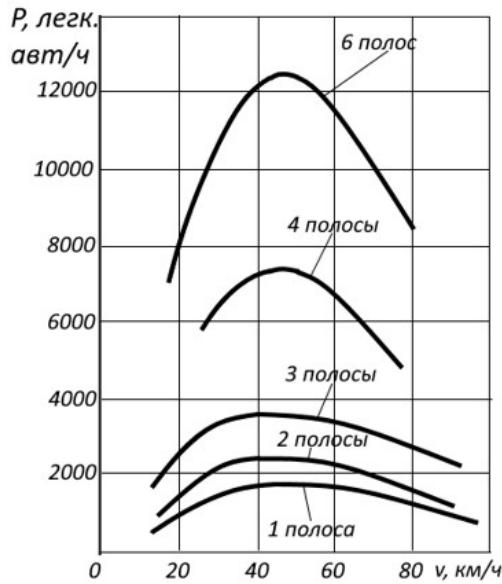


Рис. 1. Зависимость скорости движения от интенсивности потока и количества полос

Представленная выше зависимость скорости от количества полос движения и интенсивности принята для дальнейших расчетов.

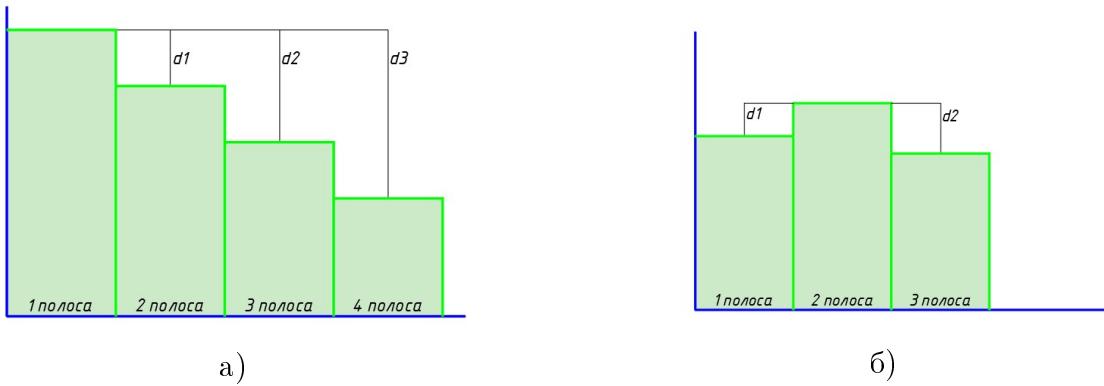


Рис. 2. Разность уровней: а) - для двух и четырех полос движения на проезжую часть, б) – для трех полос движения на проезжую часть

Помимо различия уровней непосредственно над полосами движения, предполагается учитывать затухание звукового поля от каждой из полос движения при достижении опорного расстояния, характеризующего шумовую характеристику автомобильной дороги 7,5 м от оси ближайшей полосы движения. Расчет затухания производится согласно формуле 12 СНиП 23-03-2003, из-за малых расстояний расчет затухания будем производить, учитывая только затухание с расстоянием. Выбор расстояний от полос движения до опорной точки производился с учётом типовых схем поперечного профиля автомобильных дорог п.6.9 [12]. Результаты расчета затухания представлены в Таб. 4.

Таблица 4

Затухание звука от полос движения до края проезжей части

Кол-во полос на ПЧ	Затухание до 7,5 м, дБА							
	От 1 полосы	От 2 полосы	От 3 полосы	От 4 полосы	От 5 полосы	От 6 полосы	От 7 полосы	От 8 полосы
2 полосы	0	3	6	7	-	-	-	-
3 полосы	0	3	5	8	9	10	-	-
4 полосы	0	3	5	6	9	10	10	11

Таблица 5

Разности уровней между полосами движения

Суммарная интенсивность движения, авт/ч	Доля грузовых автомобилей и автобусов в транспортном потоке, %	d_1 , дБА	d_2 , дБА	d_3 , дБА
2 полосы движения на проезжую часть				
до 500	От 25	5	-	-
от 600 до 800		-3	-	-
от 500 до 600, от 800 и более		0	-	-
до 100	От 35	2,5	-	-
от 100 до 1000		0	-	-
от 1000 и более		-3	-	-
до 800	От 55	2,5	-	-
от 800 и более		0	-	-
3 полосы движения на проезжую часть				
до 2000	От 25	4	9	-
от 2000		0	9	-
от 150	От 35	3,5	10	-
от 150	От 45	3	11	-
от 150	От 55	3	13	-
4 полосы движения на проезжую часть				
от 150	От 35	0	7,5	14
от 150	От 45	0	12	16
от 150	От 55	0	11	18

Из полученных результатов можно сделать следующее выводы (далее в скобках указывается доля грузовых автомобилей и автобусов в транспортном потоке, %):

- для 2-х полосной проезжей части характерно превалирование первой полосы движения при интенсивности движения до 500 авт/ч. (от 25 до 35%), до 100 авт./ч (от 35 до 55%), до 800 авт./ч (от 55%). Равные уровни наблюдаются при интенсивности движения от 500 до 600 авт./ч, от 800 и более (от 25 до 35%), от 100 до 1000 авт./ч (от 35 до 55%), от 800 авт/ч и более (от 55%). Превалирование второй полосы над первой наблюдается при от 600 до 800 авт/ч (от 25 до 35%) и при интенсивности от 1000 авт/ч (от 35%).

- для 3-х полосной проезжей части, вне зависимости от интенсивности движения и доли грузового автотранспорта, характерно превалирование средней полосы движения над остальными, особенно это заметно при сравнении с 3-ей полосой движения от 9 до

13 дБА, разница между первой и средней полосой составляет от 3 до 4 дБА. Исключением является равенство, выявленное между средней и первой полосой при интенсивности движения от 2000 авт./ч. (от 25 до 35 %).

• для 4-х полосной проезжей части, вне зависимости от интенсивности движения и доли грузового автотранспорта, характерно превалирование первой и второй полосы движения, между ними наблюдается равенство, различие между крайними полосами и 3-ей полосой составляет от 7,5 до 12 дБА, с 4-ой полосой от 14 до 18 дБА.

Заключение

Полученные в статье результаты позволяют характеризовать звукового поля, формируемого над проезжей частью и всей дорогой в целом в зависимости от интенсивности движения, скорости и количества полос движения. Согласно полученным результатам, с учётом затухания, представленного в таблице 4, можно сделать вывод, что основной вклад в звуковое поле, формируемое на расстояние 7,5 м от оси ближайшей полосы движения, оказывают две ближние полосы движения. Остальные полосы движения с учётом затухания и их шумовой характеристики не оказывают или оказывают незначительное влияние. Дальнейшей целью исследований, с учётом полученных результатов, является необходимость определения акустического центра формируемого непосредственно над проезжей частью, для дорог с различными характеристиками, что позволит корректнее производить расчет акустической эффективности шумозащитных экранов, выемок, насыпей и других шумозащитных препятствий.

Список литературы

1. «Бремя болезней из-за шума окружающей среды. Количествоенная оценка потерянных лет здоровой жизни в Европе» Доклад Всемирной организации здравоохранения, 2011, с. 7
2. ГОСТ 20444-2014 Шум. Транспортные потоки. Методы определения шумовой характеристики
3. СП 276.1325800.2016. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков. – Введ. 2017-04-06. - Официальный сайт Минстроя РФ <http://www.minstroyrf.ru/> (по состоянию на 21.03.2017)
4. ОДМ 218.2.2013-2011 Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам. – Введ. 2012-12-26, 2012
5. Осипов Г.Л. Защита от шума в градостроительстве. Справочник проектировщика / Г.Л. Осипов, В.Е. Коробков, А.А. Климухин и др.- М.: Стройиздат, 1993
6. Поспелов П.И. Борьба с шумом автомобильных дорог. / П.И.Поспелов. – Издательство «Транспорт», 1981
7. Хекл М. Справочник по технической акустике / М. Хекл, Х.А. Мюллер. – Л.: Судостроение, 1980
8. Васильев В.А. Сравнение шумовых характеристик автотранспортных потоков, полученных расчётным путем и в результате натурных измерений / В.А. Васильев // Сборник трудов Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов. Акустика среды обитания. – 2018. – с. 54-59
9. Магистерская диссертация Васильев В.А. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных методик определения шумовых характеристик автомобильного транспорта. – 2019

10. Углов Е.В., Саенко С.С. Распределение транспортных потоков по полосам движения на автомагистралях./ Е.В. Углов, С.С. Саенко // Вестник московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2017
11. Руководство по оценке пропускной способности автомобильных дорог // Министерство автомобильных дорог РСФСР. – М. Транспорт – 1982
12. ОДМ 218.2.101-2019. Методические рекомендации по проектированию элементов плана, продольного и поперечного профиля автомобильных дорог
13. ОДН 218.046-01. Проектирование нежестких дорожных одежд
14. НИР «Переработка существующих нормативных документов на методы проектирования дорожных одежд для выполнения инженерных расчетов»

References

1. Burden of disease from environmental noise Quantification of healthy life years lost in Europe, World Health Organization Report, 2011, 7 p
2. GOST 20444-2014 Noise. Traffic flows. Methods of noise characteristic determination
3. SP 276.1325800.2016. Buildings and territories. Protection design rules from traffic noise. – Date. 2017-04-06. - Official website of the Ministry of Construction of the Russian Federation <http://www.minstroyrf.ru/>
4. ODM 218.2.013-2011 Metodicheskie rekomendacii po zashchite ot transportnogo shuma territorij, prilegajushchih k avtomobil'nym dorogam. – Vved. 2012-12-26, 2012 (rus.)
5. Osipov G.L. Zashchita ot shuma v gradostroitel'stve. Spravochnik proektirovshchika / G.L. Osipov, V.E. Korobkov, A.A. Klimuhin i dr.– M.: Strojizdat, 1993 (rus.)
6. Pospelov P.I. Bor'ba s shumom avtomobil'nyh dorog. / P.I.Pospelov. – Izdatel'stvo «Transport», 1981 (rus.)
7. Hekl M. Spravochnik po tekhnicheskoi akustike / M. Hekl, X.A. Myuller. – L.: Sudostroenie, 1980 (rus.)
8. Master's thesis, Vasil'ev V.A. Sravnenie shumovyh harakteristik avtotransportnyh potokov, poluchennyh raschytym putem i v rezul'tate naturnyh izmerenij / V.A. Vasil'ev // Sbornik trudov Tret'ej Vserossijskoj konferencii molodyh uchenyh i specialistov. Akustika sredy obitaniya. – 2018. – s. 54 - 59 (rus.)
9. Vasil'ev V.A. Sravnitel'nyj analiz raschetnyh i eksperimental'nyh metodik opredeleniya shumovyh harakteristik avtomobil'nogo transporta. – 2019 (rus.)
10. Uglov E.V., Saenko S.S. Raspredelenie transportnyh potokov po polosam dvizheniya na avtomagistralyah./ E.V. Uglov, S.S. Saenko // Vestnik moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI). – 2017(rus.)
11. Rukovodstvo po ocenke propusknoj sposobnosti avtomobil'nyh dorog // Ministerstvo avtomobil'nyh dorog RSFSR. – M. Transport – 1982(rus.)
12. ODM 218.2.101-2019. Metodicheskie rekomendacii po proektirovaniyu elementov plana, prodol'nogo i poperechnogo profiliya avtomobil'nyh dorog.(rus.)
13. ODN 218.046-01. Proektirovanie nezhestkih dorozhnyh odezhd (rus.)
14. Research work «Pererabotka sushchestvuyushchih normativnyh dokumentov na metody proektirovaniya dorozhnyh odezhd dlya vypolneniya inzhenernyh raschetov»(rus.)

УДК: 534.28

OECD: 01.03.AA

Комплексное решение проблемы снижения шума железнодорожного транспорта

Борцова С.С.

Ст. преподаватель, БГТУ «ВОЕНМЕХ им. Д.Ф.Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Для системного решения задачи снижения шума железнодорожного транспорта предложен алгоритм выбора комплекса шумозащитных мероприятий с подбором оптимальных конструктивных параметров входящих в его состав шумозащитных конструкций (ШЗК). Выделены области принятия решения в зависимости от расстояния до защищаемого объекта, этажности экранируемой застройки и значений требуемого снижения шума. Разработаны рекомендации по определению возможных средств защиты с учётом специфики каждой из областей. Отмечены отличия в снижении шума насыпями для защиты малоэтажных и многоэтажных зданий, возможности эффективного применения шумозащитной выемки и комбинаций ШЗК. Предложенный подход реализован на примерах снижения железнодорожного шума с применением шумозащитных конструкций протяжённой длины. Даны оценка полученных результатов, приводится сравнение и выбор оптимального комплекса шумозащиты с учётом задаваемых проектировщиком ограничений по параметрам ШЗК: высоты, формы (уклон, верхняя площадка), материала.

Ключевые слова: шумозащитная конструкция, снижение шума железнодорожного транспорта, шумозащитная выемка, шумозащитная насыпь, комплекс шумозащитных мероприятий.

A comprehensive solution to the problem of reducing the noise of railway transport

Bortsova S.S.

Baltic State Technical University ‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov, St.Petersburg, Russia

Abstract

For a systematic solution to the problem of reducing the noise of railway transport, an algorithm is proposed for selecting a set of noise protection measures with the selection of optimal design parameters of the noise protection structures included in its composition. The decision-making areas are highlighted depending on the distance to the protected object, the number of floors of the shielded building and the values of the required noise reduction. Recommendations have been developed to identify possible means of protection, taking into account the specifics of each of the areas. Differences in noise reduction by embankments for the protection of low-rise and multi-storey buildings, the possibility of effective use of noise-proof recesses and combinations of SLC are noted. The proposed approach is implemented using examples of reducing railway noise with the use of noise-proof structures of extended length. The evaluation of the results obtained is given, the comparison and selection of the optimal noise protection complex is given, taking into account the restrictions set by the designer on the parameters of the SLC: height, shape (slope, upper platform), material.

Keywords: *noise-proof structure, noise reduction of railway transport, noise-proof excavation, noise-proof embankment, a complex of noise-proof measures.*

Введение

Основные мероприятия для снижения акустического загрязнения железных дорог в черте городской застройки [1, 2] и их оценочная эффективность представлены в таблице 1. В зависимости от места применения они делятся по трём направлениям:

- 1) в источнике шума (ИШ);
- 2) на пути распространения от источника шума до объекта защиты, расчётной точки (РТ);
- 3) в объекте защиты.

На стадии проектирования железной дороги в качестве шумозащитного мероприятия рассматривается защита расстоянием, когда для обеспечения допустимых уровней шума целесообразнее проложить железнодорожный путь в обход защищаемой территории, чем использовать шумозащитные конструкции.

Таблица 1

Оценочная эффективность мероприятий по защите от шума железнодорожного транспорта

№ п/п	Наименование мероприятия (группы мероприятий)	Оценочная эффективность шумозащитного мероприятия
1)	шумозащитные мероприятия в источнике образования	по экспериментальным данным
1	Ограничение скорости движения железнодорожного транспорта при прохождении жилой застройки (ОС)	до 3 дБА
2	Устройство накладок на шейку рельса (НШР)	до 4 дБА
3	Применение подбалластных матов (ПМ)	до 2 дБА
4	Бесстыковый путь (БП)	до 2 дБА
5	Устройство путей с разным основанием (УП)	до 2 дБА
2)	шумозащитные конструкции (ШЗК) на пути распространения шума (при обеспечении требуемой протяженности)	расчёт по действующим нормативным документам
6	Устройство шумозащитных экранов (ШЭ), 4-8 м	15-20 дБА (до 22 дБА с изменённой формой верхней граничной поверхности)
7	Устройство земляных шумозащитных насыпей (ШН), 4-8 м	17-25 дБА (для малоэтажной застройки) и 15-20 дБА (для высокояэтажной застройки)
8	Устройство шумозащитных выемок (ШВ), 4-8 м	16-21 дБА (для малоэтажной застройки) и 10-15 дБА (для высокояэтажной застройки)

Продолжение таблицы 1

9	Размещение протяженных зданий и сооружений, входящих в инфраструктуру железной дороги, на пути распространения шума вдоль железной дороги (ШЗ)	до 20 дБА
10	Устройство шумозащитных зелёных насаждений (ШЗН)	5 - 10 дБА
11	Устройство шумозащитных галерей (ШГ)	до нормативных значений
12	Малые шумозащитные экраны (МШЭ)	до 5 дБА
3) мероприятия в объекте защиты		по нормативным документам
13	Шумозащитное остекление (ШО)	до 10 дБА (на нормируемой территории) и до нормативных значений (внутри нормируемых помещений)
14	Трассирование железной дороги на удалении от нормируемых объектов (защита расстоянием, ЗР)	до 3 дБА при каждом удвоении расстояния (от 3 дБА при расстоянии до 25 метров до 15 дБА при расстоянии 400 метров)

При этом мероприятия первого и третьего направлений снижают шум в ИШ и РТ непосредственно, их эффективность в ряде случаев зависит от частоты шума, а для оценки в дБА пользуются представленными в табл. 1 максимальными значениями.

Мероприятия по снижению шума в источнике являются обязательными при проектировании и строительстве новых железнодорожных путей в ряде Европейских стран и позволяют снизить уровень шума до 10 дБА. Для действующих железных дорог вследствие небольшого их значения, мероприятия этой группы применяются, когда невозможно добиться требуемого снижения шумозащитными конструкциями [2].

Шумозащитное остекление (ШО) объекта защиты, имея высокий показатель снижения шума, не обеспечивает его снижение до нормы на территории жилой застройки, требует согласований, в том числе с владельцами помещений, срок его службы и качество зависят от условий эксплуатации пользователями. Поэтому рекомендуется ограничивать применение ШО и использовать только при недостаточности экранирующих сооружений.

Шумозащитные конструкции (ШЗК) на пути распространения шума, второе направление, зависят, главным образом, от расположения защищаемого объекта: высоты и удаления от ИШ. Поэтому функцию акустической эффективности ШЗК можно «построить» для конкретной РТ, а в таблице 1 её значения имеют некий диапазон. Эти сооружения дают наибольшее снижение шума и являются приоритетными в области шумозащиты. Используя ШЗК в комплексе с мероприятиями первой и третьей группы, т.е. для высоких значений требуемого снижения шума, важно понимать какое максимальное снижение шума можно получить в результате их применения.

Для решения проблемы повышенного шума системно следует выделить условные области принятия решения в зависимости от расстояния до защищаемого объекта, этажности защищаемой застройки и значений требуемого снижения шума.

Разработать рекомендации по выбору возможных средств защиты в каждой области. С учётом задаваемых проектировщиком ограничений по параметрам ШЗК, определить оптимальный вариант шумозащиты.

1. Функция эффективности шумозащитных конструкций (ШЗК)

К шумозащитным конструкциям автор относит шумозащитные экраны (ШЭ), насыпи (ШН) и выемки (ШВ), а также шумозащитные зелёные насаждения (ШЗН). Принцип действия ШЗК основан на экранировании, когда верхняя поверхность сооружения находится выше прямого пути распространения шума к защищаемому объекту. Параметрами ШЗК, влияющими на её эффективность, являются высота (H), шумопоглащающие и шумоотражающие свойства материала и форма. Ключевой параметр ШЗН - ширина посадки. Формулы расчёта ШЭ и ШЗН представлены в ГОСТ 31295.2-2005 [3]; ШН и ШВ в ГОСТ 33325-2015 [4].

Эффективность ШЭ вне зависимости от расположения РТ (ΔL^o) определяется как [3]:

$$\Delta L^o = 10 \cdot \lg \left(3 + \frac{C_2}{\lambda} \cdot C_3 \cdot z \cdot K_{met} \right), \quad (1)$$

где ΔL^o эффективность ШЭ, дБА; C_2 - константа, учитывающая эффект отражения от земли ($C_2 = 20$); λ - длина звуковой волны, м; C_3 – константа, учитывающая дифракцию на верхних кромках ШЗК, равна 1 при дифракции на одной кромке (для тонких ШЭ, ШВ); z - параметр, зависящий от высоты ШЗК и расположения РТ; K_{met} - коэффициент, учитывающий влияние метеорологических условий.

Для расчёта эффективности ШЗК по уровням звука, дБА, частота принимается равной 1000 Гц, поэтому принимаем $\lambda = 0,33$ м.

$$z = d_{SS} + d_{SR} - d; \quad (2)$$

$$d_{SS} = \sqrt{r^2 + (H - h_{иш})^2}; \quad (3)$$

$$d_{SR} = \sqrt{R^2 + (H - h_{pt})^2}; \quad (4)$$

$$d = \sqrt{R_3^2 + (h_{pt} - h_{иш})^2}; \quad (5)$$

$$R = R_3 - r, \quad (6)$$

где d_{SS} - расстояние от источника шума до дифракционной кромки (первой дифракционной кромки в случае дифракции на двух кромках), м; d_{SR} - расстояние от дифракционной кромки (второй дифракционной кромки в случае дифракции на двух кромках) до РТ, м; d - расстояние от ИШ до РТ (траектория распространения прямого звука), м; r - расстояние по горизонтали от ИШ до ШЗК, м; R - расстояние по горизонтали от ШЗК до РТ, м; R_3 - расстояние по горизонтали от ИШ до РТ; $h_{иш}$ - высота ИШ, м; h_{pt} - высота РТ, м.

$$K_{met} = \exp \left[-\left(\frac{1}{2000} \right) \cdot \sqrt{d_{SS} \cdot d_{SR} \cdot d / (2 \cdot z)} \right] \quad \text{для } z > 0, \quad (7)$$

$K_{met} = 1$ для $z \leq 0$ или $R_3 < 100$, что не вносит в расчет ошибку более 1 дБА.

Для расчёта эффективности шумоотражающего ШЭ допускается принимать поправку на отражение ($K_{отр}$) - минус 3 дБА. Для учета Г, Т и Y-образной формы

верхней граничной поверхности ШЭ к значению, рассчитанному по формуле (1), вводят коррекцию на форму (K_Φ) - плюс 2 дБА.

Значение эффективности шумозащитных насыпи (ΔL^H) и выемки (ΔL^B), в т.ч. максимальной, будет зависеть от высоты защищаемой застройки.

Когда высота РТ ниже высоты насыпи имеет место двойная дифракция и применима формула [3]:

$$\Delta L^H = 10 \cdot \lg \left(3 + \frac{C_2}{\lambda} \cdot C_3 \cdot (z + e) \cdot K_{met} \right), \quad (8)$$

где ΔL^H – эффективность ШН, дБА; C_2, λ, K_{met} - то же, что в формуле (1), C_3 - константа, учитывающая дифракцию на верхних кромках ШЗК, при дифракции на двух кромках рассчитывается по формуле:

$$C_3 = \frac{1 + \left(\frac{5\lambda}{e}\right)^2}{\frac{1}{3} + \left(\frac{5\lambda}{e}\right)^2}, \quad (9)$$

z – то же, что в формуле (1) с отличием:

$$R = R_3 - r - e, \quad (10)$$

где e - ширина верхней площадки ШН, м.

Эффективность ШВ для защиты малоэтажной застройкой определяется как [4]:

$$\Delta L^B = 10 \cdot \lg \left(3 + \frac{C_2}{\lambda} \cdot C_3 \cdot z \cdot K_{met} \right) + DL, \quad (11)$$

где ΔL^B - эффективность ШВ, дБА; $C_2, C_3, \lambda, K_{met}$ - то же, что в формуле (1); DL - коррекция на склон, зависящая от уклона ШВ и равная 1 при внешнем угле выемки 255, 3 при угле 240, 5 при угле 225, 6 при угле 210, для остальных углов определяется интерполяцией; z – то же, что в формуле (1) с отличием:

$$d_{SR} = \sqrt{R^2 + h_{pt}^2}, \quad (12)$$

$$d = \sqrt{R_3^2 + (H + h_{pt} - h_{ish})^2}. \quad (13)$$

Эффективность ШН определяется как эффективность толстого экрана, вписанного под вершины насыпи. Снижение шума при проложении железной дороги в выемке определяется по эффективности ШЭ, вписанного под бровку откоса ШВ с учётом дополнительного влияния склонов. Поэтому в отличие от ШЭ для этих ШЗК:

$$r = x + y \cdot H, \quad (14)$$

где H - высота ШЗК; y – уклон откоса ШЗК, обращенного к ИШ; x – расстояние по горизонтали от ИШ до ШЗК.

Как правило, ШН и ШВ возводятся из грунтов, т.е. шумопоглощающих материалов.

Параметрами формы ШВ и ШН являются их уклон (y) и ширина площадки (e), верхней для насыпи и нижней для выемки. Для ШН оптимальная ширина $e = 2$ м. Для выемки e влияет на расстояние до ИШ и с увеличением «удаляет» его от РТ, снижая эффективность ШВ. Снижение уклона ШН и ШВ повышает их эффективность.

Автор сокращенно обозначает: ШН ($y; e$), так ШН (1; 2) – это шумозащитная насыпь с уклоном 1:1 и шириной верхней площадки 2 м; аналогично ШВ(1,5; 15) – это выемка с уклоном 1:1,5 и шириной земляного полотна 15 м.

Для высокоэтажной застройки (выше 4 м и высоты ШН), эффективность ШН и ШВ становится аналогичным действию тонкостенного экрана, достигая максимума 20 дБА, и рассчитывается по формуле (1). При этом высоты ШН и ШВ будут существенно превышать высоту ШЭ, обеспечивающую ту же, что и они эффективность. Максимальная эффективность ШН для низкоэтажной застройки ограничивается 25 дБА, а ШВ по расчётом не превышает 21 дБА. Рассчитанные по формулам (1, 8, 11) значения эффективности должны быть «ограничены» указанными значениями их максимума.

Для защиты высоко расположенной РТ применимы экранирующие сооружения в виде комбинаций: ШН+ШЭ, ШВ+ШЭ. Сооружение типа ШВ+ШН или ШВ+ШН+ШЭ рассматривать нецелесообразно, т.к. ШЭ, установленный в 4-5 метрах от железных путей даст большую эффективность, тем тот, который будет установлен на ШВ или на ШВ+ШН. Такие ШЗК можно рассматривать только для существующей выемки.

Эффективность комбинаций ШЗК, применяемой для защиты многоэтажной застройки рассчитывается формуле (1) с учётом данных, приведённых в таблице 2. Она не зависит от ширины площадки (e), но увеличивается с уменьшением уклона насыпи или выемки (y).

Таблица 2

Расчёт расстояний, отражающих расположение верхней дифракционной кромки комбинации ШЗК

Расстояние, м	Формула расчёта, в зависимости от типа конструкции	
	ШН+ШЭ	ШВ+ШЭ
r	$r = x_1 + y \cdot H^o + x_2$	
d_{SS}	$d_{SS} = \sqrt{r^2 + (H^{ШЗК} - h_{иш})^2}$	
d_{SR}	$d_{SR} = \sqrt{R^2 + (h_{pt} - H^{ШЗК})^2}$	$d_{SR} = \sqrt{R^2 + (h_{pt} - H^o)^2}$
d	$d = \sqrt{R_3^2 + (h_{pt} - h_{иш})^2}$	$d = \sqrt{R_3^2 + (H^b + h_{pt} - h_{иш})^2}$

где $h_{иш}, h_{pt}, R_3$ – то же, что в формуле (1); x_1 и x_2 - расстояния до первой и второй ШЗК соответственно; $H^{ШЗК}$ - высота ШЗК; H^o и H^b - высота ШЭ и ШВ соответственно.

Эффективность зелёных насаждений ($\Delta L^{ШЗН}$) можно рассчитывать как [3]:

$$\Delta L^{ШЗН} = 0,06 \cdot b_{\pi}, \quad (15)$$

где $\Delta L^{ШЗН}$ - эффективность шумозащитных насаждений, дБА; b_{π} - ширина посадки, м.

Следует отметить, что полученные по формулам (1, 8, 11, 15) значения эффективности применимы для протяжённых ШЗК. Для сооружений ограниченной длины ΔL корректируется с учётом дифракции на боковых рёбрах.

2. Рекомендации по выбору различных вариантов шумозащиты

Для решения проблемы повышенного шума системно следует выделить следующие условные области принятия решения в зависимости от:

1) расстояния до защищаемого объекта:

- область близко расположенной застройки (условно до 50 м),
- область расположения застройки за пределами 50..100 м (области санитарно-защитной зоны (СЗЗ) железной дороги). Наиболее актуальна задача защиты жилой

застройки городов и посёлков на расстоянии от железнодорожных путей близком к 50 м. Ширину СЗЗ до границы садовых участков можно принимать равной 50 м; при размещении железных дорог в выемке, глубиной не менее 4 м, или при осуществлении специальных шумозащитных мероприятий ширина СЗЗ также может быть уменьшена со 100 м до 50 м.

2) этажности защищаемой застройки (высоты РТ):

– область малоэтажной застройки (1-2 этажа), а также мест пребывания и отдыха людей (высота РТ=1,5 м);

– область многоэтажной застройки: среднеэтажной (3-5 этажей, 9-15 м) и высокоэтажной (6-9 этажей, высота 18-27 м).

3) значений требуемого снижения шума ($\Delta L_{\text{треб}}$):

– находящиеся в пределах максимальных значения эффективности ШЗК (ΔL_{max}), когда применима одна ШЗК. В этом случае не требуется решение математической задачи, а оптимальный вариант находится перебором нескольких возможных;

– превышающие ΔL_{max} . В качестве шумозащиты здесь помимо ШЗК (и зелёных насаждений для СЗЗ) требуемое снижение достигается за счёт применения дополнительные вариантов шумозащитных мероприятий (в источнике шума и на объекте защиты) либо рассматривается вариант проектирования тоннеля или галереи. В качестве инструмента возможно использование математического моделирования и программирования.

Начинать выбор необходимо с выявления перечня возможных вариантов шумозащиты для рассматриваемой области принятия решения или руководствоваться таблицей 3.

Таблица 3

Возможные варианты применения ШЗК для защиты от транспортного шума

	Область принятия решения	Рекомендуемые мероприятия			Варианты ШЗК
		ШЗК	ШЗН	Д	
1	Малоэтажная застройка в пределах 50-100 м, требуемое снижение в пределах ΔL_{max}	+	+	-	ШЭ, ШН, ШВ
2	Малоэтажная застройка в пределах 50-100 м, требуемое снижение выше ΔL_{max}	+	+	(+)	
3	Многоэтажная застройка в пределах 50-100 м, требуемое снижение в пределах ΔL_{max}	+	+	-	ШЭ, ШН, ШН+ШЭ,
4	Многоэтажная застройка в пределах 50-100 м, требуемое снижение выше ΔL_{max}	+	+	+	ШВ+ШЭ
5	Близко расположенная застройка, требуемое снижение в пределах ΔL_{max}	+	-	-	ШЭ, ШН, ШН+ШЭ
6	Близко расположенная застройка, требуемое снижение выше ΔL_{max}	+	-	+	(при малых уклонах ШН)

Обозначения:

Д – возможные дополнительные варианты шумозащиты

Для защиты малоэтажной застройки (области 1, 2) не применимы комбинации экранирующих сооружений (за исключением варианта с уже существующей выемкой, не обеспечивающей требуемое снижение шума). Эффективность каждой ШЗК имеет свою формулу расчета, для ШВ учитывается поправка ΔL а для насыпи – двойная

дифракция. При возможности выбора уклона ШВ, ШН, выбирается наименьший. Для дополнительного повышения эффективности насыпи рекомендуется увеличивать её верхнюю площадку до 2-3 м; выемки – использовать ближний к застройке путь, экрана – надстройку на верхней поверхности.

Для защиты многоэтажной застройки эффективность всех ШЗК рассчитывается по одной формуле (1), их высота не превышает высоту РТ, а звук дифрагирует через одну верхнюю поверхность. При наличии высокоэтажных зданий или существенных превышений норм (область 4) в качестве экранирующих сооружений рекомендуется применять их комбинации. ШВ как отдельный вариант не входит в число шумозащитных мероприятий данной области, т.к. с глубиной до 10 м является малоэффективной для указанных высот РТ (поправка DL не применяется, а уклон достаточно пологий для эффективного экранирования). Выемка глубиной 10 м только для $h_{pt} = 9$ м на расстоянии 100 м едва достигнет 15 дБА, для той же высоты на расстоянии 50 м эффективность ШВ даст минимальные 4,8 дБА. ШЭ и ШН близких к максимальным высот (8 и 9 м) можно рассмотреть в этой области в качестве полноценных вариантов шумозащиты. Для РТ высотой 27 м на расстоянии 50 м шумопоглощающий экран высотой 7м даст снижение 17,9 дБА, на расстоянии 100 м максимальные 20 дБА. Эффективность ШН ниже, но для РТ высотой 18 м на тех же расстояниях (50 и 100 м) её эффективность при высоте 9 м составит 15,4 и 19 дБА соответственно.

Следует иметь в виду, что для защиты от железнодорожного шума областей 1-4 не менее 50% ширины санитарно-защитной зоны должно иметь зеленые насаждения.

Если для достижения санитарных норм расчётом предусматривается устройство в комплексе более трёх различных шумозащитных конструкций, в таком случае применение шумозащитной галереи неизбежно.

Близко расположенную застройку рекомендуется защищать с помощью шумозащитного экрана. Для высоких этажей и при требуемом снижение шума большем, чем эффективность ШЭ (область 6) дополнительно использовать средства защиты в источнике и(или) объекте защиты. (пп. 1-5, 13-14 таблицы 1), в качестве альтернативы можно рассмотреть вариант возведения тоннеля или галереи. Применение шумозащитного озеленения и насыпи (в т.ч. с ШЭ) в большинстве случаев будет ограничено размерами площадей до застройки.

При использовании ШЗК для защиты высокоэтажной застройки на близком расстоянии к ИШ (области 3-6) функции их эффективности следует проверять на минимум в зависимости от высоты застройки и не использовать выше.

На основании приведённых данных, можно предложить следующий алгоритм выбора мероприятий, обеспечивающих требуемое снижение шума:

1) Определяется область принятия решения и перечень возможных средств защиты;

2) Выбирается методика и инструмент решения задачи, вводятся исходные данные для расчёта z, за исключением параметров ШЗК (H, y, e), частотные характеристики источника шума, поправочные коэффициенты. Рассчитывается минимально необходимая эффективность шумозащиты с условием: $\Delta L \geq \Delta L_{треб}$. В случае защиты застройки от железнодорожного шума с установлением СЗЗ (области 1-4 табл. 3) минимально необходимая эффективность шумозащиты определяется после снижения шума зелёными насаждениями как: $\Delta L \geq \Delta L_{треб} - \Delta L_{шзз}$;

3) Задаются ограничения (минимальные и максимальные значения, шаг перебора и т.п.) по конструктивным параметрам ШЗК и подбирается оптимальная высота ШЗК или комбинации ШЗК. В зависимости от постановки задачи (области принятия решения) высота подбирается минимально необходимой для обеспечения требуемого шумоглушения

(для областей 1, 3, 5) или максимальная (для областей 2, 4, 6). Если требуемое снижение не может быть достигнуто ШЗК или их комбинацией, подбираются дополнительные варианты, снижающие шум в источнике и в объекте защиты.

4) Анализируется результат.

Эффективность и параметры ШЗК должны анализироваться проектировщиком (лицом, принимающим решение) параллельно, т.к. помимо акустического эффекта существуют другие критерии выбора ШЗК. Подходящие варианты сравниваются по критериям, не влияющим на акустическую эффективность [5]:

- обеспечение снегопереноса или отсутствие снегоотложений,
- отсутствие влияния на безопасность движения,
- отсутствие необходимости устройства дополнительных элементов водоотведения,
- удобство обслуживания и эксплуатации как ШЗК, так и элементов и сооружений пути,
- обеспечение конструктивной прочности на весь период службы,
- способность противостоять агрессивности среды эксплуатации,
- выполнение требований пожарной безопасности конструкции,
- простота конструкции,
- транспортабельность и удобство монтажа,
- доступность и стоимость,
- эстетичный вид.

3. Выбор варианта снижения шума железнодорожного транспорта

Руководствуясь представленным алгоритмом, был осуществлен выбор оптимального шумозащитного комплекса для снижения железнодорожного шума (примеры 1-4) с использованием ШЗК протяжённой длины.

Пример 1. Малоэтажная застройка на удалении 50 м, требуемое снижение шума 19 дБА.

1) Определяется область принятия решения (обл.1) и перечень возможных средств защиты: ШЗН + (ШЭ, ШН ШВ).

2) Используется методика ГОСТов [3, 4], инструмент – МО Excel.

Исходные данные: $h_{pt} = 1,5$ м; $R_3 = 50$ м; $\Delta L_{треб} = 19$ дБА; $h_{иш} = 0,5$ м, $\lambda = 0,33$ м, $x = 4,5$ м (для ШЭ и ШН), $x = 10$ м (для ШВ).

Расчёт z осуществляется по формуле (2) с учётом формул (2-6, 10, 12-14) и табл.2.

Полученные данные: $\Delta L_{шзн} = 1,5$ дБА, $\Delta L \geq 17,5$ дБА.

Эффективность ШЗН рассчитывалась по формуле:

$$\Delta L_{шзн} = 0,06 \cdot \frac{R_3}{2}, \quad (16)$$

с учётом ширины посадки в половину санитарно-защитной зоны, равной R_3 .

3) Используя «Данные»-«Поиск решения» с ограничениями по высоте для ШЭ (4-8 м, целое), ШН (3-9 м), ШН (3-9 м); ШЭ: прямой поглощающий ШЭ и прямой отражающий ШЭо; ШН поглощающая, уклон 1 и 0,5 м, верхняя площадка 2 и 3 м, ШВ поглощающая, уклон 1,5; получены 6 вариантов ШЗК с параметрами, выделенными в таблице 4, обеспечивающие снижение шума, рассчитанное по формулам (1, 8, 11).

Таблица 4

Выбор шумозащитного комплекса для примера 1

параметр	ШЭ	ШЭо	ШН(1;2)	ШН(1;3)	ШН(0,5;2)	ШВ(1,5;15)
№ варианта	1	2	3	4	5	6
y	0	0	1	1	0,5	1,5
e			2	3	2	15
$DL/K_{\text{отр}}$	-	-3	-	-	-	5,8
C_3	1	1	1,66	2,05	1,66	1
r	4,5	4,5	7,9	7,6	6,1	17,1
R	45,5	45,5	40,1	39,4	41,9	32,9
H	4	5	3,4	3,1	3,1	4,7
z	1,26	1,99	0,56	0,46	0,56	0,22
$\Delta L^{\text{ШЗН}}$				1,5		
$\Delta L_{\text{треб}}$				17,5		
ΔL	18,8	17,8	17,5	17,5	17,5	17,5

4) 6 вариантов ШЗК с представленными в табл. 4 параметрами решают задачу шумозащиты. Предпочтительны варианты 3-5.

Пример 2. Малоэтажная застройка на удалении 50 м, требуемое снижение шума 24 дБА.

1) Определяется область принятия решения (обл.2) и перечень возможных средств защиты: ШЗН+ (ШЭ+Д, ШН(+Д), ШВ+Д).

2) Методика, инструмент, промежуточные расчёты те же. Исходные данные аналогичны примеру 1, за исключением: $\Delta L_{\text{треб}}=24$, $x=10$ м и 5 м (для ШВ). Полученные данные: $\Delta L^{\text{ШЗН}}=1,5$ дБА, $\Delta L \geq 22,5$ дБА.

3) С ограничениями по высоте для ШЭ (4-8 м, целое), ШН (3-9 м), ШН (3-9 м), ШЭ: прямой поглощающий ШЭ, прямой отражающий ШЭо, "T"-образный поглощающий ШЭф; поглощающие ШН и ШВ (уклоны и ширина площадок указаны в таблице 8), получены 9 вариантов ШЗК с параметрами, выделенными в таблице 5.

Таблица 5

Выбор шумозащитного комплекса для примера 2

параметр	ШЭ	ШЭф	ШЭо	ШН (1;2)	ШН (1;3)	ШН (0,5;2)	ШВ (1,5;15)	ШВ (1,5;15)	ШВ (1;15)
№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9
y				1	1	0,5	1,5	1,5	1
e/K _φ	0	2	0	2	3	2	15	15	15
DL/K _{опт}			3				5,8	5,8	5
C ₃	1	1	1	1,66	2,05	1,66	1	1	1
x	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5	10	10
r	4,5	4,5	4,5	10,9	10,2	7,3	16,5	23,5	19,0
R	45,5	45,5	45,5	37,1	36,8	40,7	33,5	26,5	31,0
H	5	5	7	6,4	5,7	5,6	7,6	9,0	9,0
z	1,99	1,99	3,73	1,81	1,47	1,80	0,77	0,54	0,86
ΔL ^{ШЗН}					5				
ΔL _{треб}					22,5				
ΔL	20,8	22,8	20,5	22,5	22,5	22,5	22,5	21,0	22,1
ΔL ^д	2,5	0,0	2,5	0,0	0,0	0,0	0,0	1,5	0,4

4) Для вариантов ШЗК 1, 3, 8, 9 требуются дополнительные варианты шумозащиты с эффективностью $ΔL^d$ (ШНР или ШО):

$$ΔL^d = ΔL_{\text{треб}} - ΔL, \quad (17)$$

варианты ШЗК 2, 4-7 снижают шум до требуемого значения. Предпочтительны варианты 2, 5, 6.

Пример 3. Многоэтажная застройка (15 м), на удалении 70 м, требуемое снижение шума 19 дБА.

1) Определяется область принятия решения (обл.3) и перечень возможных средств защиты: ШЗН + (ШЭ, ШН, ШН+Э, ШВ+Э),

2) Отличия от ранее рассмотренных примеров: $R_3 = 70$ м, $h_{\text{пр}} = 15$ м, x_1 и x_2 . Полученные данные: $ΔL^{\text{ШЗН}} = 2,1$ дБА, $ΔL \geq 16,9$ дБА.

3) с ограничениями по высоте для ШЭ (4-8 м, целое), Э (3-6 м, целое), ШН (3-9 м, шаг 0,1), ШН (3-9 м, шаг 0,1); ШЭ: прямой поглощающий ШЭ; поглощающие ШН(0,5 и 1; 2), в основании экрана ШН (1;2) и ШВ(1 и 1,5; 15); получены 10 вариантов ШЗК с параметрами, выделенными в таблице 6.

Таблица 6

Выбор шумозащитного комплекса для примера 3

параметр	ШЭ	ШН (0,5;2)	ШН (1;2)	ШН+ Э	ШВ+ Э	ШВ+ Э	ШВ+ Э	ШВ+ Э
№ варианта	1	2	3	6	7	8	9	10
y	0	0,5	1	1	1,5	1	1	1,5
x_1	4,5	4,5	4,5	4,5	10	10	5	5
x_2	0	0	0	1	1	1	1	1
r	4,5	7,3	11,8	8,6	17,4	15,8	10,8	13,2
R	65,5	62,7	58,2	61,4	52,6	54,2	59,2	56,8
$H^{n/b}$		5,6	7,3	3,1	4,2	4,9	4,9	4,8
H^o	5,0			3,0	6,0	5,0	3,0	4,0
$\Delta L_{ШЗК}$	5,0	5,6	7,3	6,1	10,2	9,8	7,8	8,8
z	1,1	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$\Delta L_{ШЗН}$					2,1			
$\Delta L_{треб}$					16,9			
ΔL	18,3	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9

4) Каждый из рассматриваемых вариантов ШЗК решает задачу шумозащиты. Предпочтительны варианты 1 и 2.

Пример 4. Многоэтажная застройка (15 м), на удалении 60 м, требуемое снижение шума 24 дБА.

1) Определяется область принятия решения (обл.4) и перечень возможных средств защиты: ШЗН + (ШЭ, ШН, ШН+Э, ШВ+Э)+Д

2) Отличия от ранее рассмотренных примеров: $R_3 = 60$ м, $h_{pt} = 15$ м, x_1 и x_2 , Полученные данные: $\Delta L_{ШЗН} = 1,8$ дБА, $\Delta L \geq 22,2$ дБА.

3) С ограничениями по высоте для ШЭ (4-8 м; шаг 0,5 м), Э (3-7 м; шаг 0,5 м), ШН (3-9 м; шаг 0,1 м), ШН (3-9 м; шаг 0,1 м), ШЭ: прямой поглощающий ШЭ, прямой отражающий ШЭо, "Т"-образный поглощающий ШЭф; поглощающие ШН(0,5 и 1; 2), в основании экрана ШН (1;2) и ШВ(1 и 1,5; 15), в качестве ШЗН – лесопосадка; получены 11 вариантов ШЗК с параметрами, выделенными в таблице 7.

Таблица 7

Выбор шумозащитного комплекса для примера 4

параметр	ШЭФ	ШЭ	ШЭо	ШН	ШН +Э	ШН +Э	ШН +Э	ШН +Э	ШН +Э	ШВ +Э	ШВ +Э
№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
y/K_ϕ	2	0	0	1	1	1	1	1	1	1,5	1
$K_{\text{отр}}$	0	0	-3	0	0	0	0	0	0	0	0
x_1	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5	5
x_2	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1
r	4,5	4,5	4,5	13,5	8,9	9,8	10,7	11,5	12,4	10,5	9,1
R	55,5	55,5	55,5	46,5	51,1	50,2	49,3	48,5	47,6	49,5	50,9
$H^{\text{н/в}}$				9,0	3,4	4,3	5,2	6,0	6,9	3,0	3,1
H°	6,5	6,5	8,0		5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	7,0	6,0
$H^{\text{ШЗК}}$	6,5	6,5	8,0	9,0	8,4	8,8	9,2	9,5	9,9	10,0	9,1
z	1,9	1,9	3,0	1,1	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,8	1,7
$\Delta L^{\text{ШЗН}}$							1,8				
$\Delta L_{\text{треб}}$							22,2				
ΔL	22,6	20,6	19,5	18,2	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,3	20,0
ΔL^d	0	2,2	2,7	4,0	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2

4) Для всех вариантов ШЗК, кроме 1 требуются дополнительные варианты шумозащиты с эффективностью ΔL^d . Вследствие большой площади остекления и не достижения норм на территории жилой застройки, в качестве дополнительного мероприятия рекомендуется использование накладок на рельс. Предпочтителен вариант 1, 6-8.

Полученные в каждом из примеров варианты шумозащиты должны быть проанализированы по эксплуатационным и стоимостным показателям для принятия окончательного решения.

Заключение

Для системного решения проблемы повышенного шума предложен алгоритм выбора оптимального комплекса шумозащиты, построенный на основе применения шумозащитных конструкций (ШЗК). Выделены условные области принятия решения в зависимости от расстояния до защищаемого объекта, этажности защищаемой застройки и значений требуемого снижения шума. Разработаны рекомендации по выбору возможных средств защиты в каждой из областей.

С учётом требуемого снижения шума, подбираются возможные комбинации параметров шумозащитных конструкций и их комбинаций: высота, форма и материал. Ряд ограничительных конструктивных параметров должен быть задан проектировщиком в каждом конкретном случае. Если требуемое снижение не достигается ШЗК или их комбинацией, подбираются дополнительные варианты, предпочтение отдаётся снижающим шум в источнике его образования, особенно при защите многоэтажной застройки.

На основании проведённых расчётов, результатом которых стал выбор комплексов шумозащиты, включающий в состав протяжённые ШЗК, установлено:

– При защите малоэтажной застройки, расположенной за отметкой 50 м от железнодорожных путей, предпочтение следует отдавать шумозащитной насыпи. В

случае значений требуемого снижения шума ниже 20 дБА, её высота не превысит высоту шумозащитного экрана, и затраты на возведение и эксплуатацию будут ниже. При необходимом снижении шума более, чем на 20 дБА, потребуется экран меньшей высоты, нежели высота ШН, однако помимо ШЭ необходимы будут дополнительные варианты шумозащиты; насыпь же, вследствие более высокого значения максимальной эффективности, способна будет решить проблему повышенного шума самостоятельно. Только экран «Т-образной» формы в отдельных случаях (в зависимости от требуемого снижения) сможет составить конкуренцию ШН, поэтому такую конструкцию не стоит исключать из внимания в этой области. В экономическом плане, насыпь будет предпочтительнее «Т-образного» экрана.

– Для защиты многоэтажной застройки предпочтение следует отдавать шумозащитным экранам. Конкуренцию им могут составить только комбинированные варианты ШН+ШЭ. В случае высокого требуемого снижения эффективны экраны с «Т-образной» формой. При этом функции эффективности ШЗК предварительно следует проверять на минимум в зависимости от высоты застройки и не использовать выше.

– Шумозащитная выемка как отдельная ШЗК, так и в комбинации с экраном уступает по эффективности всем рассмотренным вариантам.

Дальнейший анализ и выбор полученных шумозащитных комплексов по эксплуатационным, экологическим и стоимостным показателям лежит в области многокритериальной оптимизации. Правильно подобранные математические инструменты позволяют решить задачу защиты территорий от повышенного акустического воздействия транспорта более эффективно.

Список литературы

1. Куклин Д. А., Дроздова Л. Ф., Шабарова А. В. Оценка общего эффекта дорожного и железнодорожного шума и разработка мероприятий по его снижению // Защита от повышенного шума и вибрации сборник докладов. СПб: БГТУ «Военмех», 2019. С. 516 – 523.
2. Carl E. Hanson, P.E., Jason C. Ross, P.E., and David A. Towers, P.E. High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment, Guidance Manual, U.S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, September 2012 (<https://railroads.dot.gov/elibrary/high-speed-ground-transportation-noise-and-vibration-impact-assessment>)
3. ГОСТ 31295.2-2005 (ИСО 9613-2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности. Часть 2. Общий метод расчета.
4. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом (с Поправкой, с Изменением N 1).
5. ОДМ 218.8.011-2018 Методические рекомендации по определению характеристик и выбору шумозащитных конструкций автомобильных дорог.

References

1. Kuklin D. A., Drozdova L. F., Shabarova A.V. Assessment of the overall effect of road and railway noise and development of measures to reduce it // VIII All-Russian research to practice conference with international participation «Protection against excessive noise and vibration», collection of reports. SPb: BSTU «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, 2019. pp. 516 – 523.

2. Carl E. Hanson, P.E., Jason C. Ross, P.E., and David A. Towers, P.E. High-Speed Ground Transportation Noise and Vibration Impact Assessment, Guidance Manual, U.S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, September 2012 (<https://railroads.dot.gov/elibrary/high-speed-ground-transportation-noise-and-vibration-impact-assessment>)
3. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996) Noise. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2. General method of calculation
4. GOST 33325-2015 Noise. Calculation methods for external noise emitted by railway transport (as amended, with Change N 1)
5. ODM 218.8.011-2018 Methodological recommendations for determining the characteristics and selection of noise-proof structures of highways (rus).

УДК: 534.28
OECD: 01.03.AA

Выбор оптимальной шумозащитной конструкции по параметрам, влияющим на акустическую эффективность

Борцова С.С.

Ст. преподаватель кафедры «Экология и производственная безопасность»,
БГТУ «ВОЕНМЕХ им. Д.Ф.Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Наиболее эффективными в части решения проблемы снижения транспортного шума являются шумозащитные конструкции или сооружения на пути распространения звука (ШЗК): шумозащитные экраны (ШЭ), шумозащитные насыпи или валы (ШН), шумозащитные выемки (ШВ) и их комбинации. Похожим механизмом снижения шума обладают и шумозащитные зелёные насаждения (ШЗН). Для выбора оптимальной ШЗК в работе установлена зависимость акустической эффективности каждой шумозащитной конструкции от основных параметров: высоты, формы (уклон, верхняя площадка) и материала; ширины посадки для ШЗН.

При этом выявлены противоречия в части расчёта эффективности ШЗК, имеющие место в действующей нормативной документации, предложены их корректировка и уточнения. Даны рекомендации по расчёту эффективности шумозащитной насыпи в зависимости от расположения расчётной точки. Уточнён порядок расчета эффективности комбинаций шумозащитных конструкций с целью защиты высокэтажной застройки, а также эффективности шумозащитного озеленения. Приведены сравнения ШЗК разных видов с отличными конструктивными параметрами.

Ключевые слова: шумозащитная конструкция, параметры шумозащитной конструкции, акустическая эффективность шумозащитной конструкции, выбор шумозащитной конструкции, шумозащитная насыпь, шумозащитная выемка, шумозащитное озеленение.

Selection of the optimal noise barrier according to parameters affecting acoustic efficiency

Bortsova S.S.

*Senior Lecturer of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University
'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St.Petersburg, Russia*

Abstract

The most effective in solving the problem of reducing traffic noise are noise-protective structure or barriers on the path of sound propagation: noise barriers, noise-protective embankments or shafts, noise-protective recesses and their combinations. Noise-protective green spaces also have a similar noise reduction mechanism. To select the optimal noise-protective structure, the dependence of the acoustic efficiency of each noise-protective structure on the main parameters is established: height, shape (slope, upper platform) and material; planting width for noise-protective green spaces.

At the same time, contradictions in the calculation of the effectiveness of noise-protective structures that take place in the current regulatory documentation are revealed, their correction and clarification are proposed. Recommendations are given for calculating the effectiveness of a noise-protective embankment, depending on the location of the design point. The procedure for calculating the effectiveness of combinations of noise-protective structures in order to protect high-rise buildings, as well as the effectiveness of noise-proof

landscaping, has been clarified. Comparisons of noise-proof structures of different types with excellent design parameters are given.

Keywords: noise-protective structure, noise-protective structure parameters, acoustic efficiency of noise barrier, choice of noise barrier, noise embankment, noise recess, noise landscaping.

Введение

При защите жилой застройки от транспортного шума стоит отдавать предпочтение выбору одной шумозащитной конструкции, способной обеспечить требуемое снижение шума. Приоритетными в качестве шумозащиты и дающими наибольшее его снижение являются шумозащитные конструкции или сооружения на пути распространения звука (ШЗК): шумозащитные экраны (ШЭ), шумозащитные насыпи или валы (ШН), шумозащитные выемки (ШВ) и их комбинации. Похожим механизмом снижения шума обладают и шумозащитные зелёные насаждения (ШЗН). Только при отсутствии возможности добиться необходимых норм с применением ШЗК рекомендуется рассматривать варианты комплексного решения со снижением шума в источнике (ограничение скорости движения, малошумный асфальт, накладки на рельс, применение подбалластных матов и др.) и в защищаемом объекте (шумозащитное остекление).

На первом этапе производится подбор оптимальных параметров ШЗК, определяющих их акустическую эффективность. При этом действующая в настоящее время нормативно-техническая документация (НТД) [1-6] содержит противоречивые методы определения снижения шума насыпями, выемками и шумозащитным озеленением, а также не принимает в расчёт защиту высокэтажной застройки, имеющую свою специфику.

Целью настоящей работы является уточнение действующих подходов, а также разработка методических основ выбора оптимальных ШЗК, применяемых для снижения акустического загрязнения автомобильных и железных дорог в черте городской застройки.

Для решения этой задачи необходимо, в первую очередь, установить зависимость эффективности каждой шумозащитной конструкции от основных конструктивных параметров, чтобы впоследствии иметь возможность их сравнения по стоимостным критериям и критериям, не влияющим на акустическую эффективность.

1. Параметры, влияющие на акустическую эффективность ШЗК

ШЗК создаёт препятствие (экранирование) на пути распространения шума и зону акустической тени для защищаемой застройки.

Акустическая эффективность шумозащитных конструкций для защиты от шума железнодорожного транспорта определяется по ГОСТ 31295.2-2005 [1] и ГОСТ 33325-2015 [2], от автомобильного шума по ОДМ 218.2.013-2011 [3], СП 276.1325800.2016 [4], от части ОДМ 218.8.011-2018 [5].

Ключевым параметром, определяющим эффективность ШЗК, является его высота (Н). Помимо размеров ШЗК на снижение шума оказывают влияние:

- расположение ШЗК относительно источника шума (ИШ) и расчётной точки защищаемого объекта (РТ). Обозначим этот параметр как δ и подробнее рассмотрим ниже;
- шумопоглащающие, шумоотражающие свойства и форма ШЗК (Γ , T , Y - образная форма верхней граничной поверхности ШЭ; уклон, ширина верхней или нижней поверхности – для ШН и ШВ),

– частота (f) или длина волны (λ) шума. В ГОСТах [1, 2] для расчёта эффективности ШЗК по уровням звука, дБА, частота принимается равной 1000 Гц ($\lambda = 0,33$ м). В ОДМ [3] формулы расчёта эффективности приводятся сразу в дБА. В СП длина волны принимается равной 0,84 м и 0,42 м для автотранспорта и железнодорожного транспорта соответственно.

Дополнительными параметрами, влияющими на эффективность ШЗК, и отмеченными только для железнодорожного шума в ГОСТе [1] являются количество дифракций (обозначим как коэффициент $K_{\text{диф}}$) и коэффициент, учитывающий влияние метеорологических условий ($K_{\text{мет}}$) и зависящий от δ .

2. Шумозащитные экраны (ШЭ)

Эффективность ШЭ (ΔL°) мало отличается в рассматриваемых стандартах, нормативных и методических документах [1-5].

Согласно ГОСТ [1], эффективность ШЭ можно рассчитать формуле:

$$\Delta L^{\circ} = 10 \cdot \lg(3 + 60,6 \cdot \delta \cdot K_{\text{мет}}). \quad (1)$$

По ОДМ [3]:

$$\Delta L^{\circ} = 18,2 + 7,8 \cdot \lg(\delta + 0,02). \quad (2)$$

В СП [4] эффективность ШЭ, защищающих жилую застройку в пределах 200 м определяется как:

$$\Delta L^{\circ} = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{2\pi|2\delta/\lambda|}}{th\sqrt{2\pi|2\delta/\lambda|}} + 5 \quad (3)$$

и для защиты от шума автотранспорта ($\lambda = 0,84$ м) составит:

$$\Delta L^{\circ} = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{14,96 \cdot \delta}}{th\sqrt{14,96 \cdot \delta}} + 5 \quad (4)$$

для защиты от шума железнодорожного транспорта ($\lambda = 0,42$ м):

$$\Delta L^{\circ} = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{29,9 \cdot \delta}}{th\sqrt{29,9 \cdot \delta}} + 5, \quad (5)$$

где ΔL° - эффективность ШЭ, дБА; $K_{\text{мет}}$ - коэффициент, учитывающий влияние метеорологических условий; δ - параметр, учитывающий расположение ШЗК относительно ИШ и РТ; λ - длина звуковой волны, м.

Если сравнить эффективности ШЭ, рассчитанные по указанным формулам (рисунок 1), то более близкую по значениям зависимость эффективности ШЭ от его высоты дают ОДМ [3] и ГОСТ [1], а более пропорциональную ГОСТ [1] и СП [4].

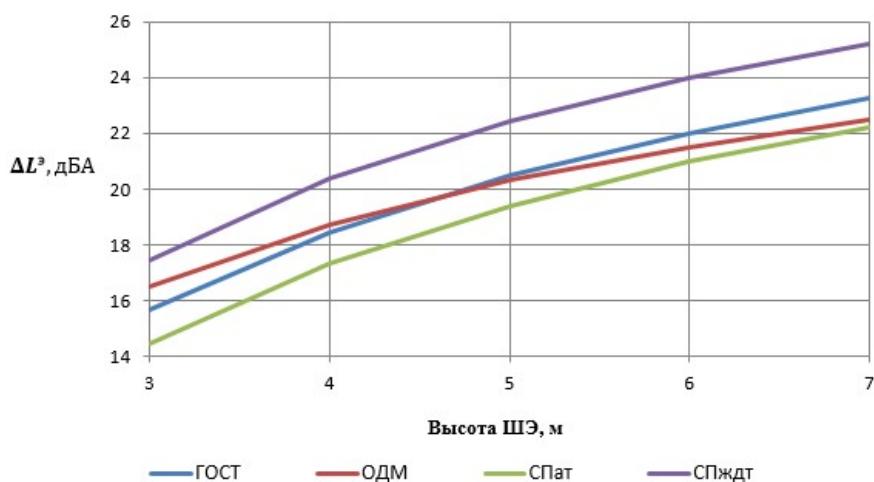


Рис. 1. Сравнение эффективностей ШЭ, рассчитанных по разным методикам

Особенностью указанных формул является их ограниченное применение. Ограничением является максимальная эффективность ШЭК. По ГОСТу [1] эффективность прямого шумозащитного экрана (ΔL^3) с дифракцией на верхнем ребре не может превышать 20 дБА. Т.е. высота ШЭ, выше минимальной, дающей $\Delta L^3 \geq 20$ дБА, должна исключаться из рассмотрения лицом, принимающим решение (ЛПР), как нецелесообразная. Максимальная эффективность ШЭ в ОДМ [3] и СП [4] приводится как 18-20 дБА.

Эффективность шумопоглощающего ШЭ больше отражающего ШЭ. Для защиты от железнодорожного шума учет звукоотражения следует производить по ГОСТу [1] и согласно полученным значениям уровней звука мнимых источников шума пересчитывать эффективность ШЭ. При ориентировочных расчетах допускается принимать поправку - минус 3 дБА. Т.е. формулу (1), применяемую для расчёта эффективности шумопоглощающего ШЭ, для шумоотражающего ШЭ следует применять с поправочным коэффициентом ($K_{\text{отр}}$).

Разработчики СП [4] ссылаются на отсутствие точного расчета эффекта от звукопоглощающей облицовки поверхности ШЭ и по опыту эксплуатации принимают тоже повышение акустической эффективности до 3 дБА. По названию раздела, в котором такой поправочный коэффициент ($K_{\text{отр}}$) упоминается, следует, что он прибавляется в формулу (3).

Дополнительно увеличить эффективность ШЭ можно изменением формы его верхней граничной поверхности или устройством выносной консоли, способствующими приближению ШЭ к ИШ.

В ГОСТе [2] эффективность ШЭ с Г, Т или У-образной формой верхней граничной поверхности берётся на 2 дБА выше. Логично ввести в формулу (1) поправку на форму (K_{Φ}) - плюс 2 дБА. Для такого ШЭ максимальная эффективность также должна возрасти до 22 дБА.

Уширенная верхняя часть экрана различной формы, в том числе с добавлением абсорбирующего материала (рисунок 2) согласно ОДМ [3] и СП [4] позволяют в зависимости от конструктивного решения дать дополнительное снижение шума до 3 дБА. Их оценка представлена в таблице 1.

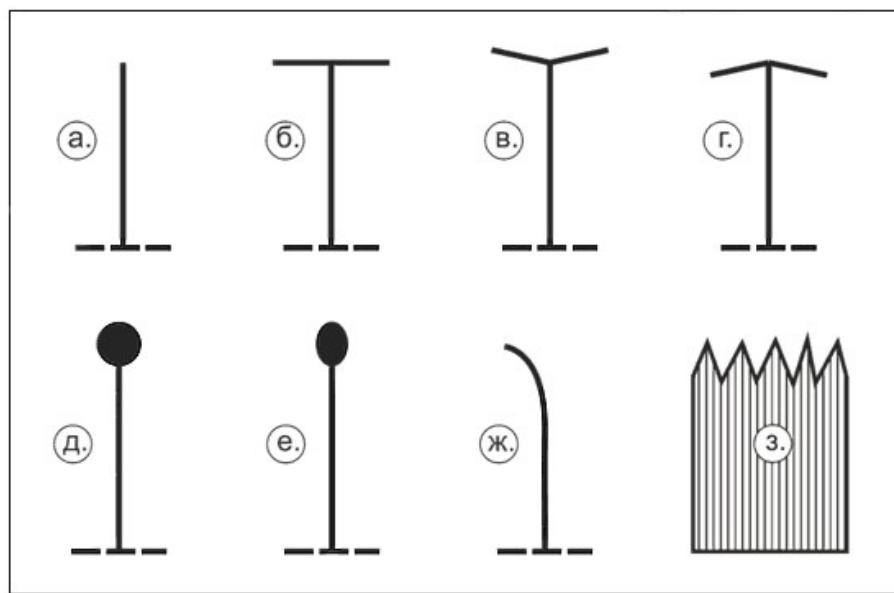


Рис. 2. Схемы устройства верхней части ШЭ

а - вертикальный ШЭ; б - "Т"-образная верхняя часть ШЭ; в - "Y" - образная верхняя часть ШЭ;
г - стрелообразная верхняя часть ШЭ; д - цилиндрообразная верхняя часть ШЭ; е - эллипсообразная
верхняя часть ШЭ; ж - криволинейный ШЭ; з - пилообразная верхняя часть ШЭ

Таблица 1

Оценка эффективности ШЭ высотой более 4 м с модифицированной конструкцией верхней части [3]

Тип экрана	"Т"-образные	"Y"-образные	Наклонные	Абсорбирующие поверхности с одной стороны	Абсорбирующие поверхности с двух сторон
Дополнительное ориентировочное снижение шума, дБА	1,5 - 2,0	1,0 - 1,5	0,0 - 0,5	0,0 - 2,0	2,0 - 3,0
Относительное удорожание, %	10	10 - 20	10	25	20

При этом выбор формы ШЭ будет диктоваться не только акустической эффективностью, но и нагрузками (ветровыми, дождевыми, снеговыми), усложнением в обслуживании и содержании, снижением долговечности материалов и др.

$K_{\text{отр}}$ и K_{Φ} позволяют увеличить максимальную эффективность ШЭ для защиты от транспортного шума до 24 дБА [4].

Таким образом, рассмотренные подходы к эффективности ШЭ относительно близки. Противоположны мнения разработчиков НТД по знаку перед $K_{\text{отр}}$. Обобщенные данные и уточнённые поправки представлены в сводной таблице 5.

3. Шумозащитная насыпь (ШН)

Аналогично ШЭ ключевой параметр, влияющий на акустическую эффективность насыпи – её высота. Форма ШН определяется шириной верхней площадки (e) и уклоном насыпи (y). Автор сокращенно обозначает: ШН ($y; e$), так ШН (1;2) – это шумозащитная

насыпь с уклоном 1:1 и шириной верхней площадки 2 м. На эффективность ШН также влияют её поглощающие свойства. Но главное, по мнению автора, это соотношение высот ШН и РТ, в зависимости от которого имеет место эффект «двойной дифракции».

3.1. Эффективность ШН высотой выше высоты РТ

Подходы к оценке эффективности ШН основаны на оценке эффективности мнимого экрана, «вписанного» под одну или обе вершины ШН. В ОДМ [3] и СП [4] они одинаковы, поэтому автор рассматривает их отличия от ГОСТа [2] на примере ОДМ [3]. Высота РТ во всех НТД [1-5] находится ниже высоты ШН.

В ОДМ [3] и СП [4] указано, что эффективность ШН (ΔL^H) рассчитывается, в т.ч. в зависимости от e :

- 1) как эффективность тонкого ШЭ под вершиной ШН, если насыпь треугольной или трапециoidalной формы с шириной верхней части (e) до 2 м;
- 2) как эффективность ШЭ, расположенного под ближней к расчетной точке вершиной насыпи при $e = 2 \dots 4$ м, т.е. уменьшается по сравнению с предыдущим вариантом с меньшим значением;
- 3) по аналогии с расчетом эффективности двух тонких шумозащитных экранов, расположенных под вершинами трапециoidalной ШН с $4 < e \leq 10$. Здесь возможны 2 варианта расчёта:
 - 3.1) при небольшой разнице отметок верха параллельных экранов (до 1 м), что наиболее подходит для насыпи, снижение шума ШН может быть определено по величине δ' , вычисляемой как:

$$\delta' = \delta + e, \quad (6)$$

где δ - параметр, учитывающий расположение ШЗК относительно ИШ и РТ.

Однако расчёт по этой формуле даёт эффективность ШН, соизмеримую с эффективностью ШН с e менее 2 м и не меняется при увеличении верхней площадки. Т.е. формула не применима.

3.2) энергетически суммируются эффективности каждого из двух ШЭ под гранями ШН по формуле:

$$\Delta L^H = 10 \cdot \lg(10^{0,1 \cdot \Delta L^{91}} + 10^{0,1 \cdot \Delta L^{92}}), \quad (7)$$

где ΔL^H - эффективность ШН, дБА.

В этом случае, при увеличении e с 4 до 5 происходит резкое увеличение эффективности ШН, а затем идёт плавное её снижение.

Расчёты и их графическое представление (на рисунке 3а) не позволяют использовать данный подход к определению эффективности ШН.

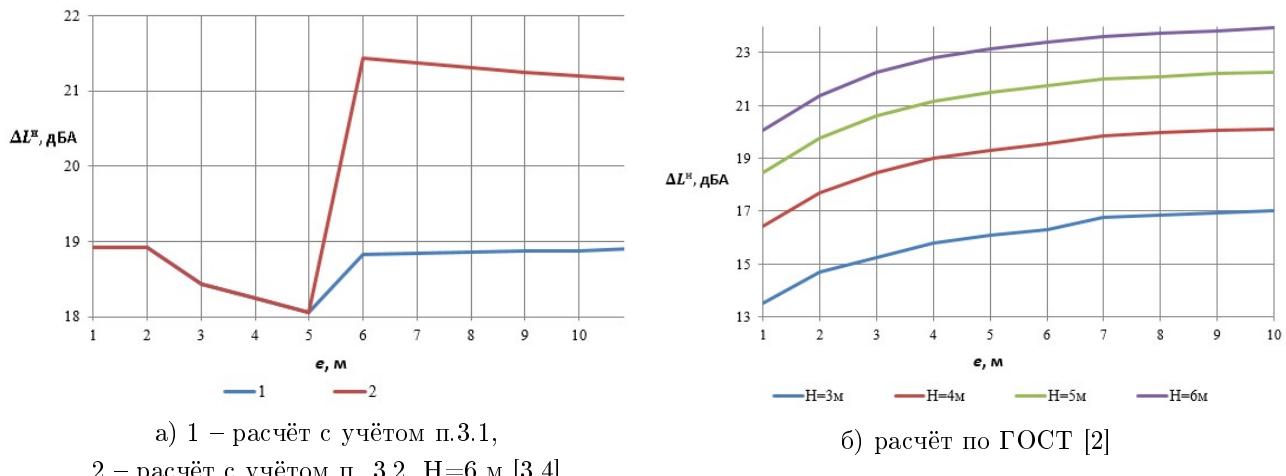


Рис. 3. Зависимость эффективности ШН от ширины верхней площадки

По мнению автора, главный их недостаток – неверное расположение мнимого экрана-стенки и не учёт двойной дифракции, которая имеет место при защите насыпью РТ, находящийся ниже высоты ШН [6].

Этого недостатка лишена формула для расчёта эффективности толстого ШЭ, параллельных экранов или ШН, приведенная в ГОСТе [1], т.к. включает поправочный коэффициент, учитывающий дифракцию на верхних кромках ($K_{\text{диф}}$):

$$K_{\text{диф}} = \frac{1 + \left(\frac{5\lambda}{e}\right)^2}{\frac{1}{3} + \left(\frac{5\lambda}{e}\right)^2} \quad (8)$$

где $K_{\text{диф}}$ - коэффициент дифракции; e - шириной верхней площадки ШН, м.

$K_{\text{диф}}$ увеличивается в зависимости от e как:

e	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$K_{\text{диф}}$	1,22	1,66	2,05	2,32	2,51	2,63	2,71	2,77	2,82	2,85

С учётом расположения мнимого экрана под ближней к ИШ вершиной насыпи, что представляется автору верным, формулы расчёта эффективности такого ШЭ (формула 1) и $K_{\text{диф}}$ (формула 8) эффективность ШН можно представить как:

$$\Delta L^H = 10 \cdot \lg \left(3 + 60,6 \cdot \frac{1 + \left(\frac{1,65}{e}\right)^2}{\frac{1}{3} + \left(\frac{1,65}{e}\right)^2} \cdot (\delta + e) \cdot K_{\text{мет}} \right), \quad (9)$$

где ΔL^H - эффективность ШН, дБА; e - ширина верхней площадки ШН, м; δ - параметр, учитывающий расположение ШЗК относительно ИШ и РТ; $K_{\text{мет}}$ - коэффициент, учитывающий влияние метеорологических условий.

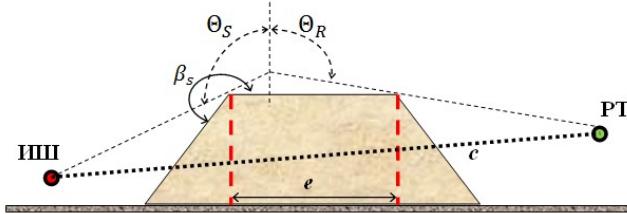
Рассчитанная по формуле (9) эффективность ШН показывает закономерную зависимость её от ширины верхней площадки (e) (рисунок 3б).

Ощутимый прирост эффективности наблюдается при увеличении e с 1 до 2 м (1,2 - 1,3 дБА), далее до $e = 7$ м он составляет в среднем 0,5 дБА с небольшим скачком от 6 к 7 м, далее практически не меняется (прирост менее 0,1 дБА). Т.е. сооружать ШН с e более 5 м нецелесообразно, оптимально 2 м. Для сравнения увеличение высоты ШН в диапазоне от 4 до 8 м на 1 м повышает её эффективность на 1,5 - 2 дБА.

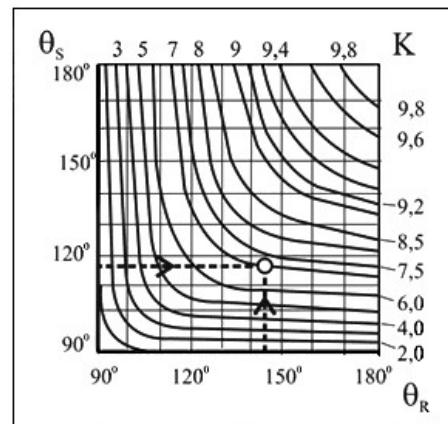
При ширине верхней части ШН выше 10 м в ОДМ и СП [3, 4] применяется расчетная схема, приведенная на рисунке 4а [3, 4], а эффективность рассчитывается по формуле:

$$\Delta L^H = \Delta L^S + K(\lg e + 0,7) - K_{скл}, \quad (10)$$

где ΔL^S - снижение шума условным экраном-стенкой, K - величина, определяемая по номограмме в зависимости от величин углов θ_S и θ_R (рис. 4б); e - ширина насыпи, м; $K_{скл}$ - коррекция на склон, равная 1 при внешнем угле $\beta_s = 255$, 3 при $\beta_s = 240$, 5 при $\beta_s = 225$, 6 при $\beta_s = 210$; для промежуточных значений β_s $K_{скл}$ определяется интерполяцией.



а) Схема для определения расчетных параметров ШН



б) Номограмма расчёта $K_{скл}$

Рис. 4. Схема для определения расчетных параметров широкой шумозащитной насыпи

Подобная формула есть и в ГОСТе [2], но с принципиальными различиями.

Первое заключается в расположении условного экрана-стенки. В ОДМ и СП под ближней к РТ вершиной ШН, в ГОСТе [2] - под ближней к ИШ вершиной ШН (что автору представляется более верным).

Второе отличие - знак перед поправочным коэффициентом $K_{скл}$. Здесь мнения разработчиков НТД кардинально расходятся. В ГОСТе [2] подчёркивается дополнительное влияние склонов на снижение уровней шума, т.е. однозначно большее снижение шума, нежели снижение экраном и суммирование значения поправки.

Третье - явная опечатка в ГОСТе [2] относительно определения $K_{скл}$ по значению «внутреннего» угла. Угол β_s может быть только внешний.

Автор не рассматривает ШН с e более 10 м в качестве альтернативы ШЭ, сооружать такие ШЗК нецелесообразно. Данный подход применяют скорее к расчёту акустической эффективности естественных элементов рельефа (холмы, возвышенности) на пути распространения шума. Но выявленные замечания должны быть учтены разработчиками программных продуктов.

Таким образом, для высот ШН выше высоты РТ имеет место дифракция на двух кромках (рисунок 5а), эффективность ШН может быть вычислена по формуле (9), а её максимальное значение может достигнуть 25 дБА. Правда обеспечить указанное снижение в РТ высотой 1,5 м, расположенной на расстоянии 50 м...100 м от ИШ, сможет ШН с уклоном 1:1 высотой 9...10 м соответственно.

3.2. Эффективность ШН высотой ниже высоты РТ. Сравнение эффективностей ШН и ШЭ

При учёте снижения шума насыпью важно учесть расположение РТ.

Когда высота РТ ($h_{\text{РТ}}$) превышает высоту насыпи, снижение шума этой ШЗК становится аналогичным действию тонкого экрана, достигая максимума 20 дБА. В этом случае эффективность ШН не зависит от ширины её верхней площадки (e), а для обеспечения одинакового снижения шума высота ШН должна превышать высоту ШЭ.

Схемы для определения эффективности ШН в зависимости от расположения РТ представлены на рисунке 5.

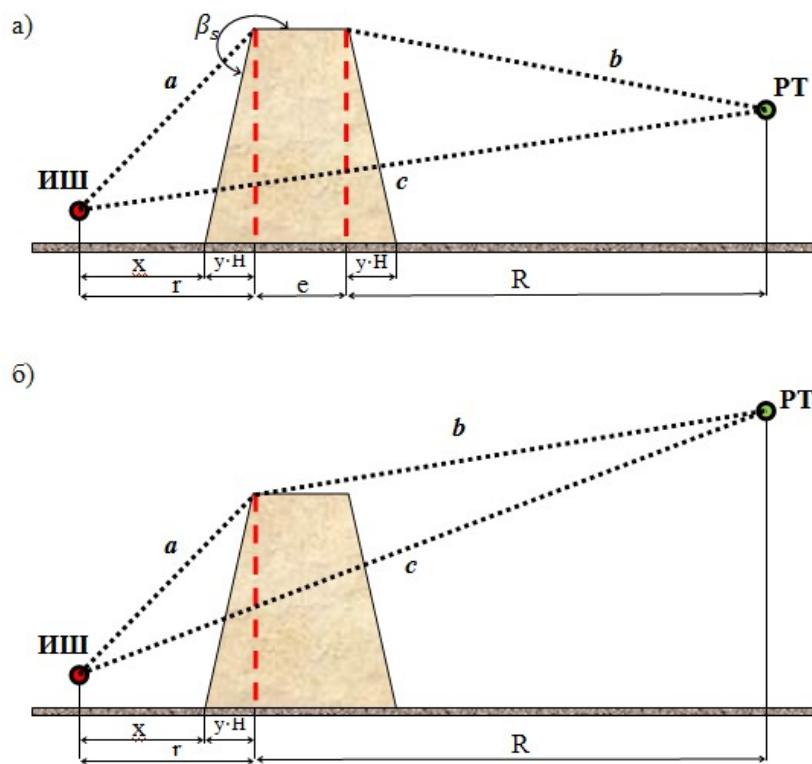


Рис. 5. Схемы для определения эффективности ШН в зависимости от расположения
а) при расположении РТ ниже высоты ШН, б) при расположении РТ выше высоты ШН

Сравнение эффективности ШН с двойной дифракцией и ШЭ, расположенных на одном расстоянии от дороги, в таблице 2.

Таблица 2

Сравнение эффективностей ШН и ШЭ, $H > h_{\text{РТ}}$

Высота ШЗК	ШН (1;1)	ШН (1;2)	ШН (1;3)	ШН (0,5;2)	ШН (1,5;2)	ШЭ
3	13,51	14,71	15,26	15,53	14,06	14,56
4	16,42	17,69	18,44	18,63	16,98	17,76
5	18,47	19,78	20,60	20,70	18,94	20

Сравнение эффективности ШН с дифракцией на ближнем к ИШ ребре и ШЭ, расположенных на одном расстоянии от дороги, в таблице 3.

Таблица 3
Сравнение эффективностей ШН и ШЭ, $H < h_{\text{пр}}$

Высота ШЗК	ШН (1,5;2)	ШН (1;2)	ШН (0,5;2)	ШЭ
4	9,1	11,0	13,1	15,4
5	11,8	13,7	15,8	18,1
6	13,8	15,7	17,8	20

Второй параметр формы ШН (и единственный в случае расположения РТ выше высоты ШН), от которого зависит её акустическая эффективность – это уклон. Придерживаясь позиции разработчиков ГОСТов [1, 2] о расположении мнимого экрана под ребром, ближнем к ИШ, очевидно, что с уменьшением уклона насыпи её эффективность повышается. Зависимость эффективности ШН от уклона также отражена в таблицах 2 и 3.

Уклон определяется типом грунта насыпи, редко он бывает меньше 1:1, для обеспечения устойчивости откосов ШН в случае его снижения, а также уменьшения занимаемой площади данной ШЗК возможно устройство подпорных стен из местных материалов. Для защиты откосов ШН от размыва целесообразно устройство газона или обработка его поверхности вяжущими материалами [3, 4].

Рассматриваемые выше ШН предполагаются грунтовыми с возможным посевом трав или кустарника, т.е. поглощающими. Отражающие и поглощающие свойства ШН недостаточно освещены в НТД [1-5]. Автор придерживается мнения, что вычисленная по формуле (9) эффективность применима для поглощающей ШН. Для отражающей ШН (из каменных материалов, габионов и т.п.) нужно применять поправочный коэффициент ($K_{\text{отр}}$).

4. Шумозащитная выемка (ШВ)

Снижение шума в случае проложения дороги в выемке определяется на основе расчета акустической эффективности мнимого экрана, условно вписанного под бровку откоса выемки, высотой, равной глубине ШВ. Ширина нижней площадки (e) и уклон выемки (y) оказывают влияние на расположение условного экрана. Широкая площадка (увеличение e), позволяя разместить большее количество полос движения транспорта, «удаляет» ИШ от подножия выемки (т.к. расположение ИШ берётся по крайнему от ШВ источнику), тем самым уменьшает эффективность выемки. Чем больше уклон ШВ, тем дальше располагается мнимый экран, и также как и в случае с ШН, уменьшается её эффективность.

В случае определения эффективности ШВ (ΔL^{B}) по НТД [1-5] не удастся избежать применения дополнительной поправки $K_{\text{скл}}$, определяющейся аналогичным с ШН образом в зависимости от внешнего угла β_s , а, следовательно, и от уклона. Как и в разделе 3.1, в разных источниках $K_{\text{скл}}$ берётся с противоположными знаками. В ГОСТе [2]:

$$\Delta L^{\text{B}} = 10 \cdot \lg(3 + 60,6 \cdot \delta \cdot K_{\text{мет}}) + K_{\text{скл}}, \quad (11)$$

в ОДМ и СП [3, 4]:

$$\Delta L^{\text{B}} = 18,2 + 7,8 \cdot \lg(\delta + 0,02) - K_{\text{скл}}. \quad (12)$$

Для защиты от шума автотранспорта ($\lambda = 0,84$ м) эффективность ШВ составит:

$$\Delta L^b = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{14,96 \cdot \delta}}{th\sqrt{14,96 \cdot \delta}} + 5 - K_{скл.} \quad (13)$$

Для защиты от шума железнодорожного транспорта ($\lambda = 0,42$ м):

$$\Delta L^b = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{29,9 \cdot \delta}}{th\sqrt{29,9 \cdot \delta}} + 5 - K_{скл.} \quad (14)$$

соответственно, где ΔL^b - эффективность ШВ, дБА; $K_{мет}$ - коэффициент, учитывающий влияние метеорологических условий; δ - параметр, учитывающий расположение ШЗК относительно ИШ и РТ; $K_{скл}$ - коррекция на склон.

Следуя логике разработчиков ГОСТа [2], эффективность выемки превышает эффективность ШЭ, вписанного под бровку её откоса, вследствие дополнительного влияния склона. Тогда максимальная эффективность ШВ с уклоном 1:1 ($K_{скл} = 5$) будет равна 25 дБА, а с уклоном 1:1,5 ($K_{скл} = 5,8$) превысит 25 дБА. Однако расчёты не позволяют получить такие большие снижения шума. Например, максимальная эффективность ШВ (1,5;15), удаленной подножием от ИШ на 10 м, составит 21,9 дБА при высоте 13,4 м; если «приблизить» ИШ до 5 м к ШВ максимальная её эффективность достигнет 24,1 дБА при высоте 14,5 м. В большинстве случаев в зависимости от вида грунта уклон откосов выемки имеет значения 1:2 или 1:1,5, высота не превышает 10 м, поэтому получить в расчётах ΔL^b более 20 дБА сложно.

Уменьшения уклона выемки с сохранением устойчивости её откосов добиваются установкой подпорных стенок из недорогих, преимущественно местных материалов: древесина, каменная кладка, армированный грунт, габионы и т.п.

Остаётся непонятным вопрос, что происходит с эффективностью ШВ с увеличением высоты РТ выше рассматриваемой в нормативных документах [1-4]. Высота РТ принимается на уровне 1,5 м в зоне одноэтажной застройки и в зонах отдыха [2-4], на высоте 4,0 м - в зоне многоэтажной застройки [2]. Логично предположить, что влияние склонов с высотой РТ уменьшается и, начиная с определённой высоты, поправкой следует пренебречь.

При высоких РТ снижение шума ШВ становится аналогичным действию экрана, а высота ШВ будет существенно превышать высоту ШЭ, обеспечивающего ту же, что и она эффективность. Схема для определения эффективности ШВ представлена на рисунке 6.

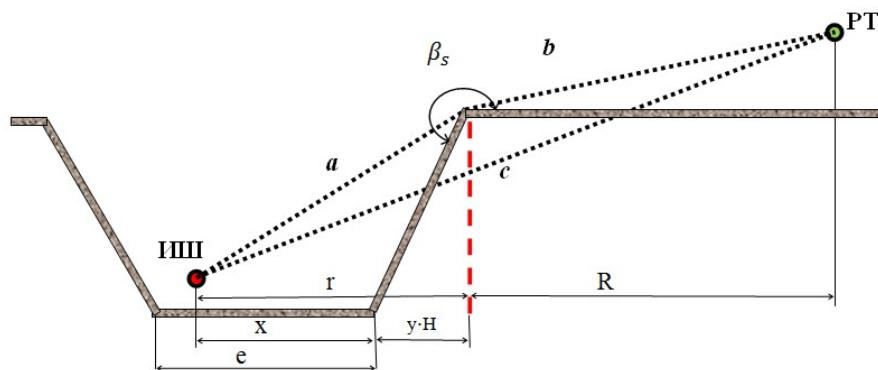


Рис. 6. Схема для определения эффективности ШВ

Как и в случае с ШН, для отражающих ШВ следует использовать поправку на отражение $K_{отр}$.

5. Комбинации ШЗК

В нормативных документах [1-4] не уделяется внимание защите высокоэтажной застройки, а это, по мнению автора, актуальная проблема.

Снижение шума ШЗК уменьшается с высотой, не мешая ей оставаться достаточно эффективным средством защиты. Повысить эффективность ШЗК можно применением комбинаций ШЗК. Единственное, нужно учитывать, что чем ближе РТ находится к ИШ, тем сложнее создать экранирование и при выборе ШЗК функции их эффективности должны быть «проверены» на экстремум (минимум в зависимости от высоты РТ) для ограничения в применении.

Для защиты высоко расположенной РТ применимы экранирующие сооружения в виде комбинаций: ШН+ШЭ, ШВ+ШЭ. Сооружение типа ШВ+ШН или ШВ+ШН+ШЭ рассматривать нецелесообразно, т.к. ШЭ, установленный в 4-5 метрах от ИШ даст большую эффективность, тем тот, который будет установлен на ШВ или на ШВ+ШН. Исключение составят только ШВ и ШН с малым уклоном.

Эффективность ШЗК (комбинации ШЗК), применяемой для защиты многоэтажной застройки можно рассчитать по формулам (1-5), правильно вычислив параметр δ . Схемы для расчёта эффективности комбинаций ШЗК представлены на рисунке 7.

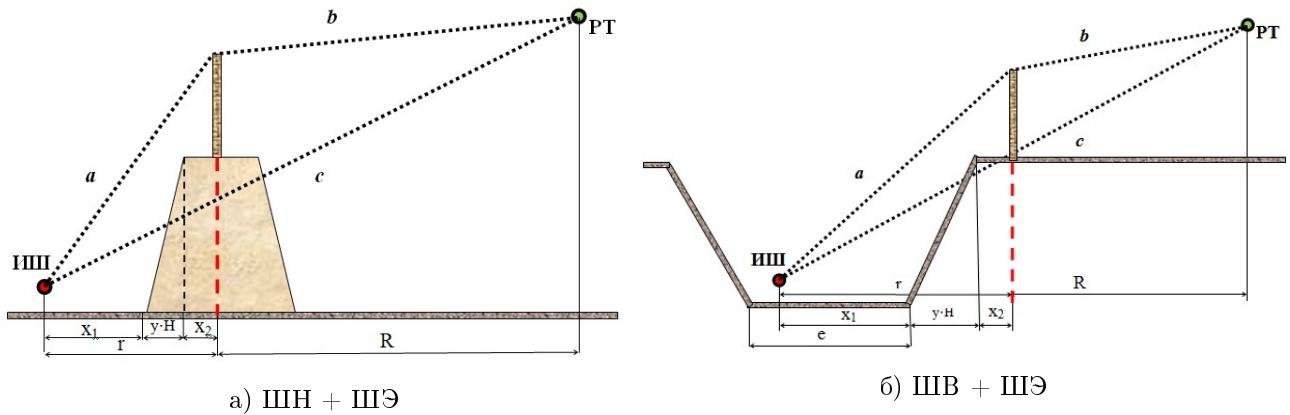


Рис. 7. Схемы для определения эффективности комбинаций ШЗК:

В случае комбинации ШН+ШЭ ширина верхней площадки насыпи (e) не влияет на эффективность шумозащиты, нужно выбирать её размер минимально необходимый для размещения на насыпи ШЭ либо с целью уменьшения землеотвода. Уклон (y) насыпи и выемки влияет на эффективность комбинированный ШЗК также, как и без установленного на них ШЭ.

В ОДМ и СП [3, 4] предложено эффективность представленных на рисунке 7 комбинаций ШЗК рассчитывать энергетическим суммированием:

$$\Delta L^{o+\vartheta} = 10 \lg (10^{0,1 \cdot \Delta L^o} + 10^{0,1 \cdot \Delta L^\vartheta}), \quad (15)$$

где ΔL^o - эффективность основания конструкции (ШВ или ШН), дБА; ΔL^ϑ - эффективность ШЭ, дБА.

Однако расчёты по этой формуле дают завышенные результаты.

6. Расположение ШЗК

Стоит несколько подробнее остановиться на «геометрии» распространения звука при наличии и отсутствии ШЗК, а точнее на расчёте параметра δ , отражённого во всех

приведенных выше формулах эффективности ШЗК и учитывающего расположение ШЗК относительно ИШ и РТ как:

$$\delta = a + b - c, \quad (16)$$

- где δ - параметр, учитывающий расположение ШЗК относительно ИШ и РТ;
 a - расстояние от источника шума до дифракционной кромки (первой дифракционной кромки в случае дифракции на двух кромках ШН) будет определяться его проекцией на горизонтальную поверхность (r), а также разницей высот ШЗК и ИШ;
 b - расстояние от дифракционной кромки (второй дифракционной кромки в случае дифракции на двух кромках ШН) до РТ, определяется его проекцией на горизонтальную поверхность (R) и разницей высот РТ и ШЗК (только высотой РТ для ШВ).
 c - расстояние от ИШ до РТ (траектория распространения прямого звука), определяется его проекцией на горизонтальную поверхность (R_3) и разницей высот РТ (увеличенную на высоту ШЗК в случае выемки) и ИШ.

На основании рисунков 5-7 в таблице 4 приведены данные для расчёта параметра δ для различных ШЗК.

Таблица 4

Определение параметра δ

ШЭ	ШН, ШВ	ШН+ШЭ	ШВ+ШЭ
$r = x$	$r = x + y \cdot H$	$r = x_1 + y \cdot H^o + x_2$	
		$a = \sqrt{r^2 + (H - h_{иш})^2}$	
		$R = R_3 - r$	
		$R = R_3 - r - e$ для ШН с двойной дифракцией, $H^u > h_{pt}$	
$b = \sqrt{R^2 + (h_{pt} - H)^2}$ для ШЭ, ШН	$b = \sqrt{R^2 + (h_{pt} - (H^u + H^o))^2}$	$b = \sqrt{R^2 + (h_{pt} - H^o)^2}$	
$b = \sqrt{R^2 + h_{pt}^2}$ для ШВ			
	$c = \sqrt{R_3^2 + (h_{pt} - h_{иш})^2}$ $c = \sqrt{R_3^2 + (H^u + h_{pt} - h_{иш})^2}$ для ШВ	$c = \sqrt{R_3^2 + (H^u + H^o + h_{pt} - h_{иш})^2}$	

где $h_{иш}$ - высота ИШ; h_{pt} - высота РТ; R_3 - расстояние до защищаемой застройки (проекция c); H^o, H^u, H^u - высота ШЭ, ШН, ШВ соответственно; x - расстояние от ИШ до ШЗК.

x_1 и x_2 - расстояния до первой и второй ШЗК соответственно в случае комбинации ШЗК.

H - высота ШЗК; $H = H^o + H^u$ в случае комбинации ШЗК, H^o - высота основания комбинации ШЗК (выемки или насыпи).

Коэффициент, учитывающий влияние метеорологических условий ($K_{мет}$) [1], зависящий от δ , рассчитывается как:

$$K_{мет} = \exp \left[- \left(\frac{1}{2000} \right) \cdot \sqrt{a \cdot b \cdot c / (2 \cdot \delta)} \right] \quad \text{для } \delta > 0, \quad (17)$$

$K_{мет} = 1$ для $\delta \geq 0$ или $R_3 < 100$, что не вносит в расчет ошибку более 1 дБ(А).

7. Длина ШЗК

Длина ШЗК также влияет на её акустическую эффективность и определяется в зависимости от расстояния до защищаемого объекта, как показано на рисунке 8.

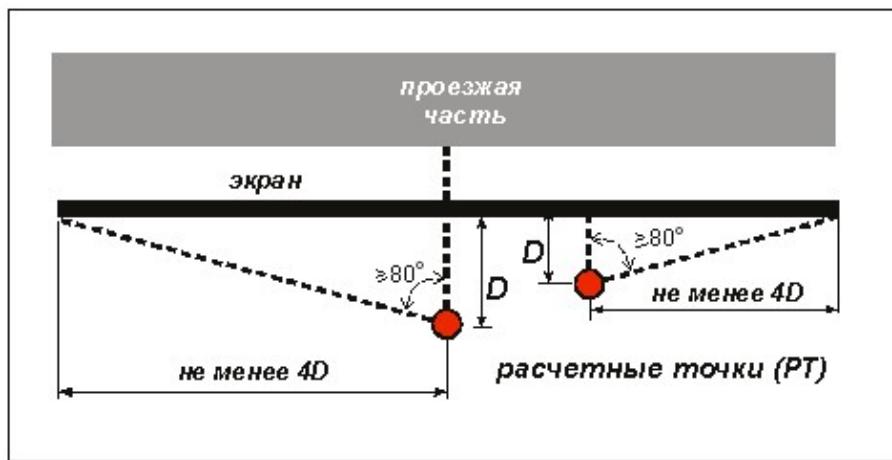


Рис. 8. Схема для определения длины ШЗК [3]

Согласно ГОСТу [2] длина протяженного ШЭ должна быть больше длины защищаемой застройки на расстояние, в 4,5 раза превышающее расстояние от ШЭ до крайних точек объекта защиты (D). По СП [4] длину застройки (l) увеличивают в каждую сторону не менее чем на 4-кратное расстояние D (рисунок 5) или до угла 160° (как показано на рисунке 9а). Отгон длины ШЗК ($l_{\text{отг}}$), т.е. её увеличение за счет дополнительных участков аналогичной конструкции, превышающих пределы защищаемой жилой застройки, для предотвращения проникания транспортного шума определяют по номограмме (см. рисунок 9в), в зависимости от расстояния R_3 [3].

При невозможности обеспечения требуемой длины проектируют дополнительные боковые отгоны ШЗК (рисунок 9б) так, чтобы выполнялось условие - боковые кромки экрана видны из расчетной точки под углом не менее 160° .

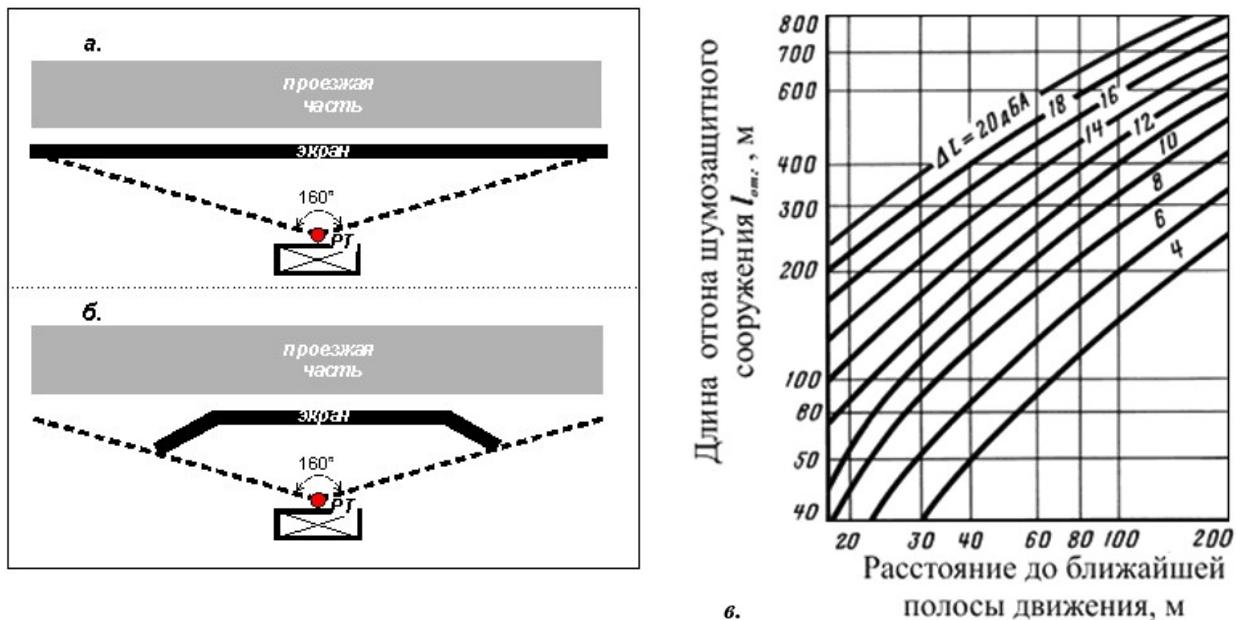


Рис. 9. Обеспечение необходимой длины ШЗК [3]

а) прямой ШЗК; б) искривлённой в сторону защищаемого участка ШЗК; в) номограмма определения длины отгона ШЗК

Если и это условие невыполнимо, применяется поправка $K_{\text{дл}}$ по таблицам СП [4]. Она рассчитывается по эффективностям отгонов с каждой из сторон ШЭ в

зависимости от противоположных им углов и разности таких эффективностей. $K_{\text{дл}}$ определяется для каждого конкретного случая проектировщиком ШЗК, актуальна для расчёта эффективности отгонов или непротяжённых ШЗК.

8. Шумозащитные зелёные насаждения (ШЗН)

ШЗН относят к экранирующим сооружениям небольшой эффективности. Условно их можно разделить на шумозащитную лесопосадку (ЛП), состоящую из невысоких деревьев и кустарника и шумозащитное озеленение (ШЗ), представляющее собой посадку по схеме, представленной на рисунке 10.

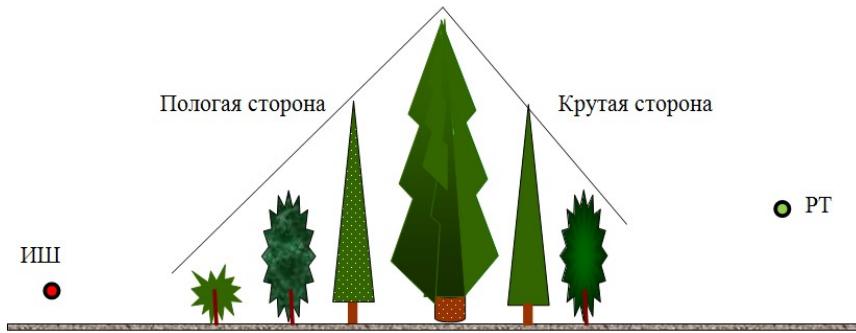


Рис. 10. Схема шумозащитного озеленения:
1 ряд - низкий кустарник; 2, 6 ряды - высокий кустарник; 3, 5 ряды - сопутствующая древесная порода;
4 ряд - главная древесная порода

Снижение шума лесопосадкой (ЛП) зависит от её ширины и определяется по табл. А.1 ГОСТа [1] в зависимости от частоты шума. ЛП шириной 20 м даст снижение шума на 1 дБА, с увеличением ширины ($b_{\text{лп}}$) её эффективность увеличивается на 0,06 дБА/м. Главное требование, чтобы посадка была плотной, предпочтительно хвойных пород. Эффективность ЛП ($\Delta L^{\text{лп}}$) можно рассчитывать как:

$$\Delta L^{\text{лп}} = 0,06 \cdot b_{\text{лп}}. \quad (18)$$

В ОДМ принимают среднюю величину снижения шума при $b_{\text{лп}} \leq 100$ м:

$$\Delta L^{\text{лп}} = 0,08 \cdot b_{\text{лп}}. \quad (19)$$

В СП в зависимости от частотного характера и для полосы более 20 м эффективность лесопосадки составит для авто- и железнодорожного шума:

$$\Delta L^{\text{лп}} = 0,05 \cdot b_{\text{лп}} \quad \text{и} \quad \Delta L^{\text{лп}} = 0,06 \cdot b_{\text{лп}} \quad (20)$$

соответственно, где $\Delta L^{\text{лп}}$ - эффективность лесопосадки, дБА; $b_{\text{лп}}$ - ширина лесопосадки, м.

Эффективность шумозащитного озеленения приводится в ОДМ 218.011-98 [7] и, по мнению автора, представленные там данные несколько завышены (до 18 дБА), поэтому снижение шума ШЗ требует уточнений. При проектировании шумозащитного озеленения следует стремиться получить в сечении общего контура форму треугольника с более пологой стороной к источнику шума. В этих целях ряды в широких полосах располагают по приведённой на рисунке 10 схеме. Посадка осуществляется в шахматном порядке, ширина полосы 20-25 м, от лесопосадки ШЗ отличается наличием главной древесной породы – деревьев пятой группы высотой 5-8 м, что, по мнению автора и опыту

применения для защиты от шума автотранспорта, дополнительно снижает уровень шума в среднем на 5 дБА. Поэтому эффективность ШЗ ($\Delta L^{\text{шз}}$) для приближённых расчётов можно рассчитывать, например, для железнодорожного шума как:

$$\Delta L^{\text{шз}} = 0,06 \cdot b_{\text{лп}} + 5, \quad (21)$$

где $\Delta L^{\text{шз}}$ – эффективность шумозащитного озеленения, дБА; $b_{\text{лп}}$ - ширина лесопосадки, м.

Также не ясен механизм совместного действия ШЗ и другой ШЗК.

Для использования ШЗ должны быть учтены климатические, экологические, эксплуатационные и экономические факторы. Также следует отметить, что не менее 50% ширины санитарно-защитной зоны железной дороги должно иметь зеленые насаждения.

9. Уточнённый расчёт эффективности ШЗК и ШЗН

Сводная информация и уточнённые формулы расчёта эффективности ШЗК и ШЗН приведены в таблице 5.

Таблица 5

Обобщенные данные и уточнённые поправками формулы расчёта эффективности шумозащитных мероприятий (ШЗМ)

ШЗМ	Железная дорога	Автомобильная дорога	
НТД	ГОСТ 31295.2-2005; ГОСТ 33325-2015	ОДМ 218.2.013-2011	СП 276.1325800.2016
Высота ИШ ($h_{\text{иш}}$), м	0,5	1	
Высота РТ (h_{pt}), м	1,5 (в зонах отдыха и одноэтажной застройки); 4,0 (в зоне многоэтажной застройки)		1,5-2
Частота (f), Гц	1000		-
Длина волны (λ), м	-	-	0,84 (ад) 0,42 (жд)
ШЭ ΔL° , дБА	$\Delta L^{\circ} = 10 \cdot \lg(3 + 60,6 \cdot \delta \cdot K_{\text{мет}}) - K_{\text{отр}} + K_{\Phi} - K_{\text{дл}}$ $\Delta L_{\max}^{\circ} = 20 - 22$	$\Delta L^{\circ} = 18,2 + 7,8 \cdot \lg(\delta + 0,02) + K_{\text{отр}} + K_{\Phi} - K_{\text{дл}}$ $\Delta L^{\circ} = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{14,96 \cdot \delta}}{th \sqrt{14,96 \cdot \delta}} + 5 + K_{\text{отр}} + K_{\Phi} - K_{\text{дл}}$ (ад) $\Delta L^{\circ} = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{29,9 \cdot \delta}}{th \sqrt{29,9 \cdot \delta}} + 5 + K_{\text{отр}} + K_{\Phi} - K_{\text{дл}}$ (жд) $\Delta L_{\max}^{\circ} = 20 - 24$	
ШН ΔL^{n} , дБА ($H \leq h_{\text{pt}}$)	При $e < 10$: $\Delta L^{\text{n}} = 10 \cdot \lg(3 + 60,6 \cdot \frac{1+(\frac{1,65}{e})^2}{\frac{1}{3}+(\frac{1,65}{e})^2} \cdot (\delta + e) \cdot K_{\text{мет}}) - K_{\text{отр}} - K_{\text{дл}}$ При $e \geq 10$: $\Delta L^{\text{n}} = \Delta L^{\circ} + K(lge + 0,7) + K_{\text{скл}} - K_{\text{отр}} - K_{\text{дл}}$	При $e < 10$: Требуют корректировки в части расположения условного экрана и применения $K_{\text{диф}}$ При $e \geq 10$: $\Delta L^{\text{n}} = \Delta L^{\circ} + K(lge + 0,7) - K_{\text{скл}} - K_{\text{дл}}$ $\Delta L_{\max}^{\text{n}} = 15$	

Продолжение таблицы 5

ШЗМ	Железная дорога	Автомобильная дорога	
ШВ ΔL^B , дБА	$\Delta L^B = 10 \cdot \lg(3 + 60,6 \cdot \delta \cdot K_{\text{мет}}) + K_{\text{скл}} - K_{\text{отр}} - K_{\text{дл}}$, $\Delta L_{max}^B = 25$	$\Delta L^B = 18,2 + 7,8 \cdot \lg(\delta + 0,02) - K_{\text{скл}} + K_{\text{отр}} - K_{\text{дл}}$ $\Delta L^B = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{14,96 \cdot \delta}}{th \sqrt{14,96 \cdot \delta}} + 5 - K_{\text{скл}} + K_{\text{отр}} - K_{\text{дл}} (\text{ад})$ $\Delta L^B = 20 \cdot \lg \frac{\sqrt{29,9 \cdot \delta}}{th \sqrt{29,9 \cdot \delta}} + 5 - K_{\text{скл}} + K_{\text{отр}} - K_{\text{дл}} (\text{жд})$ $\Delta L_{max}^B = 15$	
ЛП $\Delta L^{ЛП}$, дБА	$\Delta L^{ЛП} = 0,06 \cdot b_{ЛП}$	$\Delta L^{ЛП} = 0,08 \cdot b_{ЛП}$	$\Delta L^{ЛП} = 0,06 \cdot b_{ЛП} (\text{жд})$ $\Delta L^{ЛП} = 0,05 \cdot b_{ЛП} (\text{ад})$
ШЗ $\Delta L^{шз}$, дБА	-	-	-
примечания автора ΔL^H и $\Delta L^B (H > h_{pt})$, $\Delta L^{шв+ш}$ рассчитываются по формуле для ΔL^s , $\Delta L^{шз} = 0,06 \cdot b_{ЛП} + 5$, дБА			

ΔL^s , ΔL^H , ΔL^B , $\Delta L^{ЛП}$, $\Delta L^{шз}$ - эффективность ШЭ, ШН, ШВ, лесопосадки и шумозащитного озеленения соответственно.

δ - параметр, учитывающий расположение ШЗК относительно ИШ и РТ и её высоту; b - ширина верхней площадки ШН; $b_{ЛП}$ - ширина лесопосадки;

$K_{\text{мет}}$ - коэффициент, учитывающий влияние метеорологических условий; $K_{\text{отр}}$ - коэффициент отражения; K_{Φ} - коэффициент, учитывающий форму ШЭ; $K_{\text{скл}}$ - коррекция на склон; $K_{\text{дл}}$ - коррекция на длину (непротяжённой ШЗК).

Заключение

В основе выбора оптимальных ШЗК, применяемых для снижения акустического загрязнения автомобильных и железных дорог в черте городской застройки лежит учёт основных конструктивных параметров, влияющих на их акустическую эффективность: размеров, формы и материала ШЗК.

В работе проанализированы методы защиты от транспортного шума, применяемые на пути его распространения в жилую застройку. Выявлены недостатки в части эффективности шумозащитных насыпей и выемок, имеющие место в НТД.

Для вычисления эффективности ШН с шириной верхней площадки менее 10 м целесообразно использовать формулу расчёта эффективности толстого экрана с дифракцией на двух кромках, предложенную в ГОСТе [1]; а в документах, регламентирующих защиту от автотранспортного шума, рекомендуется изменить расположение условного экрана и применить $K_{\text{диф}}$. Также спорным остается знак перед коэффициентом $K_{\text{скл}}$, учитывающим влияние склонов ШН и ШВ на снижение шума.

Даны рекомендации по расчёту эффективности ШЗК и их комбинаций при защите высокояэтажной застройки, а также эффективности шумозащитного озеленения.

Рассмотрены зависимости эффективности ШЗК от основных конструктивных параметров. Так, установлено, что оптимальная ширина верхней площадки ШН 2-3 м, а ШВ с уклонами 1,5 и более мало эффективны и существенно уступают другим ШЗК. Отмеченные параметры ШЗК в дальнейшем будут сравниваться по стоимостным критериям и критериям, не влияющим на её акустическую эффективность.

Список литературы

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

2. ГОСТ 33325-2015 Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом (с Поправкой, с Изменением N 1).
3. ОДМ 218.2.013-2011 Методические рекомендации по защите от транспортного шума территорий, прилегающих к автомобильным дорогам.
4. СП 276.1325800.2016 Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков.
5. ОДМ 218.8.011-2018 Методические рекомендации по определению характеристик и выбору шумозащитных конструкций автомобильных дорог.
6. Куклин Д.А., Матвеев П.В. Расчёты схемы определения шума от железнодорожного транспорта. Noise Theory and Practice, 2016, Том 2, №1, с. 24-33.
7. ОДМ 218.011-98 Автомобильные дороги общего пользования. Методические рекомендации по озеленению автомобильных дорог.

References

1. GOST 31295.2-2005 (ISO 9613-2:1996) Noise. Attenuation of sound during propagation outdoors. Part 2. General method of calculation.
2. GOST 33325-2015 Noise. Calculation methods for external noise emitted by railway transport (as Amended, with Change N 1).
3. ODM 218.2.013-2011 Methodological recommendations for the protection of territories adjacent to highways from traffic noise (rus).
4. SP 276.1325800.2016 Buildings and territories. Protection design rules from traffic noise.
5. ODM 218.8.011-2018 Methodological recommendations for determining the characteristics and selection of noise-proof structures of highways (rus).
6. Kuklin D.A., Matveev P.V. Calculation models of noise from rail transport, Noise Theory and Practice, 2016, Vol. 2, №1, pp. 24-33.
7. ODM 218.011-98 Public roads. Methodological recommendations for landscaping highways.

УДК: 331.45

OECD: 02.03

Теоретическое обоснование акустической эффективности шумозащиты при ручной абразивной обработке сварных швов

Исаев А.Г.

Доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Обеспечение безопасных условий труда имеет важное значение при обработке и упрочнении сварных швов стержневых конструкций. Это связано с тем, что сварка относится к одной из наиболее популярных технологий соединения металлических конструкций, а обработка одним из обязательных этапов после выполнения сварочных работ. В связи с этим представляется целесообразным выполнить проектирование специального устройства для широкой номенклатуры элементов рамных конструкций. В данной статье представлена схема звукоизоляции системы шумозащиты устройства, способная обеспечить выполнение санитарных норм при обработке сварных швов. Определены скорости колебаний для условий абразивной обработки при различных условиях закрепления. Представлен расчет системы шумозащиты основанный на выполнении санитарных норм шума. Обоснован выбор материала и толщины ограждения. Результаты показывают, что сравнение теоретически рассчитанной звукоизоляции и экспериментально определенной имеют достаточную для инженерных целей точность испытаний системы шумозащиты в производственных условиях и показали выполнение санитарных норм шума во всем нормируемом диапазоне частот.

Ключевые слова: абразивная обработка, уровни звукового давления, спектры шума, сварной шов, рамные конструкции.

Theoretical substantiation of acoustic efficiency of noise protection during manual abrasive treatment of welds

Isaev A.G.

Senior Lecturer 'Operation of transport systems and logistics', Don State Technical University,
Rostov-on-Don, Russia

Abstract

Ensuring safe working conditions is important when processing and strengthening the welds of rod structures. This is due to the fact that welding is one of the most popular technologies for joining metal structures, and processing is one of the mandatory stages after welding. In this regard, it seems appropriate to design a special device for a wide range of elements of frame structures. This article presents a sound insulation scheme of the noise protection system of the device, capable of ensuring compliance with sanitary standards when processing welds. The oscillation rates for the conditions of abrasive treatment under various conditions of fixation are determined. The calculation of the noise protection system based on the implementation of sanitary noise standards is presented. The choice of the material and thickness of the fence is justified. The results show that the comparison of theoretically calculated sound insulation and experimentally determined have sufficient

accuracy for engineering purposes of testing the noise protection system in production conditions and showed compliance with sanitary noise standards in the entire normalized frequency range.

Keywords: abrasive treatment, sound pressure levels, noise spectra, welds, frame structures.

Введение

Применение сварных стыковых соединений находят широкое распространение в машиностроении и строительстве, и повышение надежности таких соединений является одной из важнейших задач. Одним из обязательных этапов проведения сварочных работ, является абразивная обработка сварных швов. Обработка таким методом пользуется особой популярностью и может осуществляться как вручную, так и на плоскошлифовальных станках в открытом пространстве и в условиях производственных помещений. Однако процесс обработки приводит к неблагоприятным условиям труда, превышающим допустимые уровни шума в рабочей зоне оператора. По данным работы [1] экспериментальных исследований для конструкций из швеллеров и уголков с различными геометрическими размерами показал практически полную идентичность в формировании характеров спектров. Различия заключались только в уровнях спектральных составляющих. Отмечено, что спектральный состав стержневых конструкций имеет высокочастотный характер.

1. Конструкция специального устройства для обработки сварных швов

Поскольку технологический процесс обработки сварных швов стержневых конструкций является необходимой процедурой при выполнении сварочных работ, представляется целесообразным выполнить проектирование специального устройства для широкой номенклатуры элементов рамных конструкций, такие как уголки, швеллер, дутавровый профиль, при этом данная конструкция способна обеспечить выполнение санитарных норм в рабочей зоне оператора и для процесса обработки шарико-стержневым упрочнителем.

Конструкция специального устройства представлена на рисунке 1.

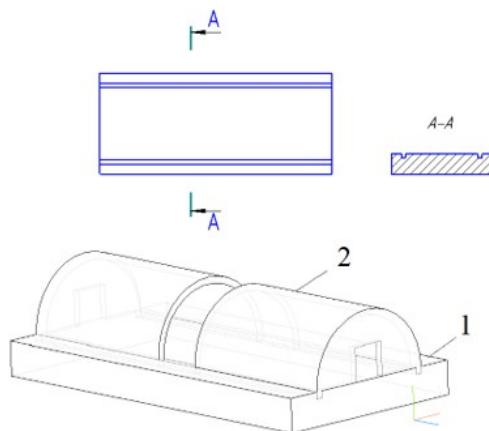


Рис. 1. Специальное устройство

Специальный стенд состоит из плиты основания (1) и шумозащитных экранов. В верхней части плиты имеются проточки для установки дугообразных экранов системы шумозащиты (2) вдоль обрабатываемого изделия выполненных из органического стекла,

толщина которого определялась из требуемых величин звукоизоляции. Материал экраны выбран для необходимости визуального контроля оператором за технологическим процессом обработки сварных швов и служит барьером от прямого попадания абразивных частиц, искры и т.д. С торцевой стороны экранов предусмотрены прямоугольные отверстия для подачи элементов стержневых конструкций различных геометрических размеров, включая продольные балки сваренных из двух швеллеров используемых для изготовления рам наземного транспорта.

Схема звукоизоляции системы шумозащиты устройства приведена на рисунке 2.

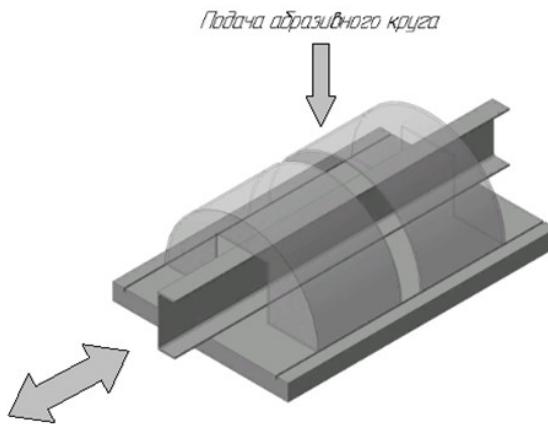


Рис. 2. Схема шумозащиты устройства при абразивной обработке сварных швов стержневых конструкций

Установка работает следующим методом. Подача элементов рамных конструкций осуществляется через торцевую часть защитного экрана и фиксируется на плите устройства, таким образом, чтобы сварной шов находился между защитными экранами, образующими между собой паз для подачи абразивного инструмента с последующей обработкой. При этом в местах обработки осуществляется отвод пыли, что также позволит выполнить санитарные нормы в рабочей зоне.

2. Определение скоростей колебаний

Для условия абразивной обработки сварных швов на стержнях прямоугольного полого профиля, устанавливаемых на столе станка уравнения колебаний определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} \left[J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] \frac{d^2 \eta}{dt^2} + \left[2,7 \cdot 10^4 J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] \xi = \\ = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \sum \sin(0,1 K_c n t + \varphi) \sin \frac{\pi k z_0}{l}; \\ \left[J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] \frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + \left[2,7 \cdot 10^4 J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] \varepsilon = \\ = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \sum \sin(0,1 K_c n t + \varphi) \sin \frac{\pi k z_0}{l}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $J_{z,y}$ – моменты инерции в направлении осей координат ОХ и ОY, м⁴; k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебания; l – длина источника, м; $F = h(b+a-h)$; b

и a – ширина и высота профиля, м, h – толщина профиля; K_c – коэффициент зернистости; n – частота вращения шлифовального круга, об/мин; t – глубина шлифования, мм; η и ε – деформации изгиба изделия в направлении осей ОХ и ОY (соответственно), м; P – силовое воздействие со стороны технологического процесса, Н; $j_{\text{пр}}$ – приведенная жесткость технологической системы, Н/м.

При установке профиля в делительной головке следует рассмотреть два соотношения для условий закрепления:

Шарнирно-опертая заготовка

$$\begin{aligned} \frac{d^2\eta}{dt^2} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \xi &= \\ = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sum \sum &\left[\frac{\tau}{T} + \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right) \right] \sin \frac{\pi k z_0}{l}; \\ \frac{d^2\varepsilon}{dt^2} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \varepsilon &= \\ = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sum \sum &\left[\frac{\tau}{T} + \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right) \right] \sin \frac{\pi k z_0}{l}. \end{aligned} \quad (2)$$

Для условий упруго-диссипативных опор

$$\begin{aligned} \frac{d^2\eta}{dt^2} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \xi &= \\ = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \cos^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sum \sum &\left[\frac{3\tau}{T} + \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right) \right] \sin \frac{\pi k z_0}{l}; \\ \frac{d^2\varepsilon}{dt^2} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \varepsilon &= \\ = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \cos^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sum \sum &\left[\frac{3\tau}{T} + \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right) \right] \sin \frac{\pi k z_0}{l}; \\ \frac{d^2\eta}{dt^2} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 \xi &= \\ = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \cos^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sum \sum &\left[\frac{\tau}{T} + \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right) \right] \sin \frac{\pi k z_0}{l} \\ \frac{d^2\varepsilon}{dt^2} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 \varepsilon &= \\ = \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \cos^3 \frac{\pi k l_1}{l} \cdot \sum \sum &\left[\frac{\tau}{T} + \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right) \right] \sin \frac{\pi k z_0}{l}, \end{aligned}$$

где τ – время силового воздействия, с; T – период возмущений; i – номер гармоники колебаний; $J_{z,y}$, k , l , F , n , t , η и ε , P – то же, что и в формуле (1).

Решения уравнений получены с следующем виде:

$$\begin{aligned}\xi &= \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \left\{ \sum \left[2,7 \cdot 10^4 J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] - \left[J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] (0,1 n k_c)^2 \right\} \\ &\cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] - \left[J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] (0,1 n k_c)^2 \right\}^2 + \\ &+ \left[2,7 \cdot 10^4 J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \eta_2 \right]^{-1} \cdot \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin(0,1 n k_c t + \varphi); \\ \varepsilon &= \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \left\{ \sum \left[2,7 \cdot 10^4 J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] - \left[J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] (0,1 n k_c)^2 \right\} \\ &\cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] - \left[J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] (0,1 n k_c)^2 \right\}^2 + \\ &+ \left[2,7 \cdot 10^4 J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \eta_2 \right]^{-1} \cdot \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin(0,1 n k_c t + \varphi).\end{aligned}$$

Шарнирно-опертая заготовка

$$\begin{aligned}\xi &= \sum \frac{10^{-8} P F l^3}{J_z(\pi k)^4} \cdot \frac{\tau}{T} \sin \frac{\pi k z_0}{l} + \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \\ &\cdot \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ &\cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_z}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cdot \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right); \\ \varepsilon &= \sum \frac{10^{-8} P F l^3}{J_y(\pi k)^4} \cdot \frac{\tau}{T} \sin \frac{\pi k z_0}{l} + \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \\ &\cdot \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ &\cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cdot \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right).\end{aligned}$$

Для условий упруго-диссипативных опор

$$\xi = \sum \frac{10^{-8} P F l^3}{J_z(\pi k)^4} \cdot \frac{3\tau}{T} \cos^3 \frac{\pi k z_0}{l} + \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \\ \cdot \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_z}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cdot \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right);$$

$$\varepsilon = \sum \frac{10^{-8} P F l^3}{J_y(\pi k)^4} \cdot \frac{3\tau}{T} \cos^3 \frac{\pi k z_0}{l} + \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \\ \cdot \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cdot \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right).$$

$$\xi = \sum \frac{1,2 \cdot 10^{-10} P F l^3}{J_z(\pi k)^4} \cdot \frac{\tau}{T} \cos^3 \frac{\pi k z_0}{l} + \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \\ \cdot \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_z}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right); \\ \varepsilon = \sum \frac{1,2 \cdot 10^{-10} P F l^3}{J_y(\pi k)^4} \cdot \frac{\tau}{T} \cos^3 \frac{\pi k z_0}{l} + \frac{2,6 \cdot 10^{-4} P}{l} \cdot \\ \cdot \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right).$$

где $J_{z,y}$, k , l , F , n , t , η и φ , P - то же, что и в формуле (1); τ , T , i - то же, что и в формуле (2).
Скорость колебаний определяют как

Для условий абразивной обработки

$$v_{k_\xi} = \frac{0,26 \cdot 10^{-4} n k_c}{l T} \left\{ \sum \left[2,7 \cdot 10^4 J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] - \left[J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] (0,1 n k_c)^2 \right\} \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] - \left[J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] (0,1 n k_c)^2 \right\}^2 + \\ + \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 J_z \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \eta_2 \right]^{-1} \right\} \cdot \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \cos (0,1 n k_c t + \varphi)$$

$$v_{k_\epsilon} = \frac{0,26 \cdot 10^{-4} P n k_c}{l} \cdot \left\{ \sum \left[2,7 \cdot 10^4 J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] - \left[J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] (0,1 n k_c)^2 \right\} \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \right] - \left[J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^2 + F \right] (0,1 n k_c)^2 \right\}^2 + \\ + \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 J_y \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{\text{пп}} \eta_2 \right]^{-1} \right\} \cdot \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \cos (0,1 n k_c t + \varphi)$$

Шарнирно-опертая заготовка

$$v_{k_\xi} = \frac{16,3 \cdot 10^{-4} P i}{l T} \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_z}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cdot \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right)$$

$$v_{k_\epsilon} = \frac{16,3 \cdot 10^{-4} P i}{l T} \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cdot \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right)$$

Для условий упруго-диссипативных опор

$$v_{k_\xi} = \frac{16,3 \cdot 10^{-4} P i}{l T} \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_z}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cdot \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right)$$

$$v_{k_\epsilon} = \frac{16,3 \cdot 10^{-4} P_i}{lT} \sum \sum \sin \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{\pi i} \sin \frac{\pi i \tau}{T} \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right] \cdot \\ \cdot \left\{ \left[2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F} \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^4 - \eta_0 \left(\frac{i}{T} \right)^2 \right]^2 + 7,3 \cdot 10^8 \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{3\pi k}{l} \right)^8 \right\}^{-1} \cdot \sin \left(\frac{2\pi i}{T} t + \varphi \right)$$

где $J_{z,y}$, k , l , F , n , t , η и ϵ , P , $j_{\text{нр}}$ - то же, что и в формуле (1); τ , i - то же, что и в формуле (2).

3. Расчет конструкции устройства

Расчетная схема системы шумозащиты представляет собой линейный источник шума, расположенный на плоской поверхности, т.е. жестком основании и звукоизолирующего ограждения. Само ограждение по соображениям технологичности и эргономичности представляет собой оболочку полуцилиндрической геометрической конфигурации. Обозначим: источник имеет длину l и размер поперечного сечения b_u ; звуковое давление под системой шумозащиты - P_1 , а вне системы - P_2 ; радиус системы шумозащиты r_0 . Расчет акустической эффективности системы выполняются при допущении, что система ограждений являются абсолютно жесткими. Уравнения колебаний корпуса системы шумозащиты определяются следующими зависимостями:

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{1-\mu}{r_0^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + k_0^2 \right) u + \frac{1+\mu}{2r_0} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi \cdot \partial z} - \frac{\mu}{r_0} \cdot \frac{\partial w}{\partial \varphi} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{1+\mu}{2r_0} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial \theta \cdot \partial z} + \left(\frac{1-\mu}{2} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r_0^2} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} + \frac{\omega^2}{C_0} \right) v - \frac{1}{r_0^2} \cdot \frac{\partial w}{\partial \varphi} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\omega^2}{C_n^2} - \frac{1}{r_0^2} - \frac{h_0^2}{12} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{1}{r_0^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) w = \frac{(P_1 - P_2)_{z=z_0}}{\rho h C_0^2} \quad (5)$$

где u , v и w – осевое, азимутальное и радиальное смещения корпуса системы шумозащиты; μ – коэффициент Пуансона; C_n – скорость распространения продольной волны в корпусе, м/с; r_0 – радиус корпуса, м; C_0 – скорость распространения продольных волн в корпусе, м/с; ρ – плотность материала корпуса; h – толщина оболочки, м; P_1 – звуковое давление внутри системы шумозащиты, Па; P_2 – звуковое давление вне системы шумозащиты; k_0 – волновое число в корпусе, м.

Систему шумозащиты целесообразно изготавливать из органического стекла, тогда с учетом физико-механических характеристик материала системы шумозащиты уравнения примут вид:

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{1}{r_0^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + 10^{-4} f_0^2 \right) u + \frac{1}{2r_0} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi \cdot \partial z} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{1}{2r_0} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial \theta \cdot \partial z} + \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{1}{r_0^2} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} + 10^{-4} f_0^2 \right) v - \frac{1}{r_0} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi} = 0 \quad (7)$$

$$10^{-4}f_0^2 - \frac{1}{r_0^2} - \frac{h^2}{12} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{1}{r_0^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) w = \frac{(P_1 - P_2)}{2,4 \cdot 10^9 h} \quad (8)$$

где u, v и w, r_0, h, P_1, P_2 – то же, что и в формуле (3).

Выражение уровней звукового давления, создаваемых источником внутри системы шумозащиты приведено к виду:

где f_0 – собственные частоты колебаний корпуса, Гц

$$f_0 = \frac{3 \cdot 10^{-2}}{(kR_0)^2(k^2 + 1)} \sqrt{\frac{hR_0^2 + Jk^4(k^4 - 1)}{h}}$$

где J – момент инерции корпуса системы шумозащиты, м^4

$$P_1 = \frac{6,5 \cdot 10^4}{r_0^2 l} v_k S'_u \sum \frac{f_u}{(\frac{f_N}{\pi} \cdot \delta_N)^2 + (f_N^2 f_u^2)^2}$$

$$\delta_N = \frac{1,4\alpha}{r_0^2 l} \cdot \frac{m^2 - 29\alpha^2}{m^2 - 10\alpha^2}$$

$$f_N = 10^3 \sqrt{\left(\frac{m}{l_0}\right)^2 + \left(\frac{\alpha}{r_0}\right)^2}$$

где m – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний; l_0 – длина системы шумозащиты, м; α – коэффициент звукопоглощения; v_k – скорость колебаний, м/с; J – момент инерции детали, м^4 ; f_N – собственные частоты колебаний воздушного объема внутри системы шумозащиты, Гц; f_u – собственные частоты колебаний источника, Гц; S'_u – площадь звукового излучения источника, м^2 .

Расчет системы шумозащиты основан на выполнении санитарных норм шума. Тогда выражение P_2 определяется также, исходя из предельно-допустимых октавных уровней звукового давления (L_{ci}), т.е.

$$P_2 = 10^{0,05L_{ci}-4,7}$$

Фактический расчет в этом случае сводится к определению толщины корпуса системы шумозащиты.

Уровни звукового давления при ручной обработке как ШСУ, так и абразивной на 4-5 дБ выше, чем при обработке на базе фрезерного станка.

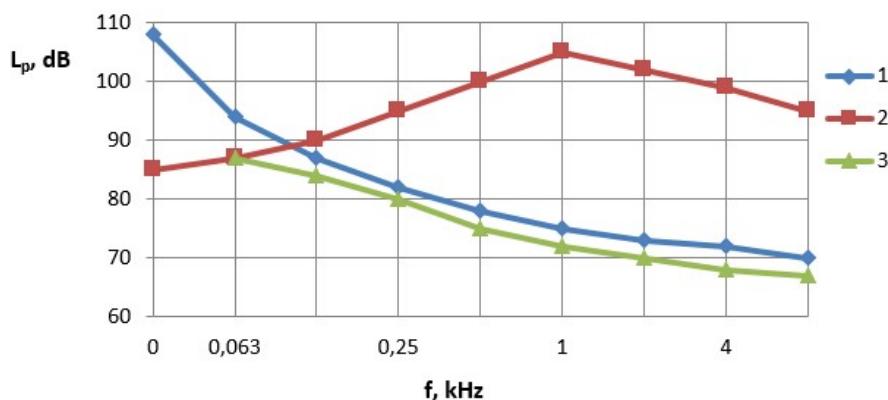


Рис. 3. Спектры шума при обработке ИШСУ: 1 - предельно-допустимые октавные уровни звукового давления, 2 - шум при обработке без системы шумозащиты, 3 - шум при обработке с системой шумозащиты

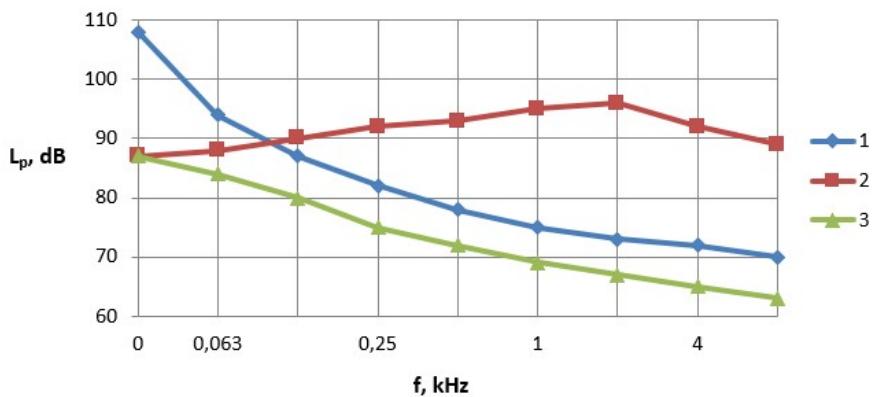


Рис. 4. Спектры шума при абразивной обработке: 1 - предельно-допустимые октавные уровни звукового давления, 2 - шум при обработке без системы шумозащиты, 3 - шум при обработке с системой шумозащиты

Заключение

Результаты расчетов показали, что для максимальных значений превышений фактических уровней звукового давления над санитарными нормами, достигающими 30 дБ в шестой октаве для ИШСУ, толщина органического стекла должна составлять 5-6 мм.

Звукоизоляция экспериментальная 125 Гц – 15 дБ; 250 Гц – 17 дБ; 500 Гц – 21 дБ; 1000 Гц – 28 дБ; 2000 Гц – 32 дБ; 4000 Гц – 34 дБ; 8000 Гц – 35 дБ.

Сравнение теоретически рассчитанной звукоизоляции и экспериментально определенной (рис. 5) показали достаточную для инженерных целей точность испытаний системы шумозащиты, в производственных условиях показали выполнение санитарных норм шума во всем нормируемом диапазоне частот.

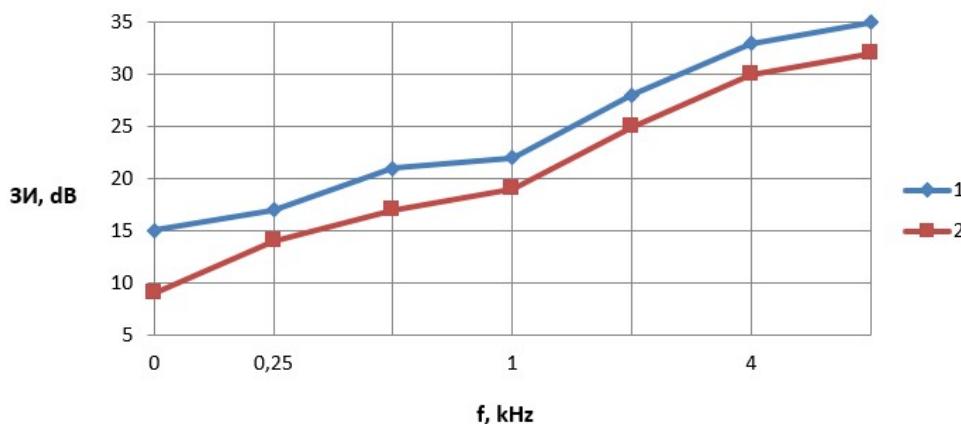


Рис. 5. Сравнение рассчитанной звукоизоляции 1 - теоретически рассчитанная звукоизоляция, 2 - экспериментально определенная звукоизоляция

Следует отметить, что для технологического процесса ШСУ уровни шума на рабочем месте находятся на предельно-допустимых значениях, а при абразивной обработке на 6-7 дБ ниже предельно-допустимых.

Список литературы

- Чукарин А.Н., Бескопыльный А.Н., Исаев А.Г. Исследования виброакустических характеристик в рабочей зоне оператора при абразивной обработке сварных швов // Безопасность труда в промышленности. — 2019. — № 11. — С. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12.
- Иванов Н. И. Основы виброакустики / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. — Санкт-Петербург. - Политехника, 2000. — 482 с.
- Тамаркин М.А., Тищенко Э.Э., Исаев А.Г. Обеспечение акустической безопасности при обработке плоских деталей шарико-стержневым упрочнителем / Вестник Брянского государственного технического университета . 2018. № 2 (63). С. 12-19.
- Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. С. 044087.
- Экспериментальные исследования шума и вибрации при местном упрочнении деталей шарико-стержневым упрочнителем / Морозов С.А., Чукарин А.Н., Финоченко Т.А. // Мониторинг. Наука и технологии. 2019. № 1 (39). С. 65-69.
- Чукарин, А. Н. Обеспечение комфортных условий труда при виброударной отделочной обработке фасонных деталей за счет снижения вибраций и шума / А. Н. Чукарин, Л. М. Щерба // Прогрессивные технологии в машино- и приборостроении: сб. ст. по мат-лам Всерос. науч.-техн. конф. — Нижний Новгород; Арзамас, 2002. — С. 352-355.

References

1. Chukarin A.N., Beskopylny A.N., Isaev A.G. Studies of vibroacoustic characteristics in the operator's work area during abrasive treatment of welds // Work safety in industry. — 2019. — № 11. — pp. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12.
2. Ivanov N.I. Basics of vibroacoustics / Ivanov N.I., Nikiforov A.S. — Saint Petersburg. - Polytechnic, 2000. — 482 p.
3. Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Isaev A. G. Ensuring acoustic safety when processing flat parts with a ball-rod hardener / Bulletin of the Bryansk state technical University. 2018. No. 2 (63). pp. 12-19.
4. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. C. 044087.
5. Experimental studies of noise and vibration during local hardening of parts with a ball-rod hardener / Morozov S.A., Chukarin A.N., Finochenko T.A. // Monitoring. Science and technology. 2019. No. 1 (39). pp. 65-69.
6. Chukarin, A. N. ensuring comfortable working conditions during vibration-shock finishing of shaped parts by reducing vibrations and noise / A. N. Chukarin, L. M. Shcherba // Progressive technologies in machine and instrument engineering: a collection of articles based on the materials of the All-Russian Scientific and Technical Conference— Nizhny Novgorod; Arzamas, 2002. — pp. 352-355.

УДК: 534.835.464

OECD: 01.03.AA

Экспериментальные исследования спектрального состава вибраций и шума координатно- и профильно-шлифовальных станков

Курченко П.С.

Соискатель, Ростовский государственный университет путей и сообщений,
г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

В данной работе рассматриваются результаты экспериментальных исследований спектрального состава вибраций и шума координатно- и профильно-шлифовальных станков моделей 393М, 395МФ10, 3951ВФ10. Рассмотрен режим работы холостого хода. Проведён анализ по превышению нормативных значений шума и вибрации в нормируемом диапазоне частот, также выделены основные источники шума. Было проведено сравнение экспериментальных данных, полученных в процессе эксплуатации профилешлифовальных и координатно-шлифовальных станков, с теоретическими расчетами шумового загрязнения на рабочих местах операторов станков. Была произведена оценка превышений санитарных норм в широком диапазоне частот на рабочих местах операторов станков.

Ключевые слова: спектральная характеристика шума, вибрация, анализ экспериментальных данных, шум, профильно-шлифовальный станок, координатно-шлифовальный станок.

Experimental studies of the spectral composition of vibrations and noise of coordinate and profile grinding machines

Kurchenko P.S.

Applicant, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

This paper discusses the results of experimental studies of the spectral composition of vibrations and noise of coordinate and profile grinding machines of models 393M, 395MF10, 3951VF10. The idle operation mode is considered. The analysis of exceeding the normative values of noise and vibration in the normalized frequency range was carried out, and the main sources of noise were also identified. Experimental data obtained during the operation of profile grinding and coordinate grinding machines were compared with theoretical calculations of noise pollution at the workplaces of machine operators. The assessment of excess of sanitary standards in a wide range of frequencies at the workplaces of machine operators was carried out.

Keywords: spectral characteristics of noise, vibration, analysis of experimental data, noise, profile grinding machine, coordinate grinding machine.

Введение

Среди всей гаммы металлорежущих станков обеспечению акустической безопасности на рабочих местах станочников особое внимание следует уделить станкам шлифовальной группы и, в частности, профильно- и координатно-шлифовальным. Эти станки относятся к категории наиболее высокоточных. Профилешлифовальные станки предназначены для шлифования поверхностей, образующих кривые или ломаные линии. Такой вид шлифования встречается при изготовлении оснастки, фасонного режущего инструмента, копиров, шаблонов, лекал и детали машин. А координатно-шлифовальные станки предназначаются для выполнения технологического процесса финишных операций шлифования в деталях малых и средних размеров, где требуется достигнуть особо высокой точности взаимного расположения и чистоты обрабатываемых отверстий. На станке можно шлифовать цилиндрические и конические отверстия, секторы, пазы.

В данной работе рассматриваются результаты экспериментальных исследований спектрального состава вибраций и шума координатно- и профильно-шлифовальных станков моделей 393М, 395МФ10, 3951ВФ10.

1. Определение сил, действующих на инструмент

Анализ закономерностей формирования спектров вибраций и шума выполнен для условий наиболее шумоопасного режима работы станка. Следует отметить, что уровни вибраций на рабочих местах станков не превышают 55 дБ, что значительно ниже нормативных величин [1]. Поэтому спектры вибраций на рабочих местах не приведены.

Измерения уровней звукового давления (УЗД) профилешлифовальных станков на холостом режиме работы показали, что на рабочих местах станочников уровни звукового давления ниже предельно-допустимых значений во всем нормируемом диапазоне частот (рис.1).

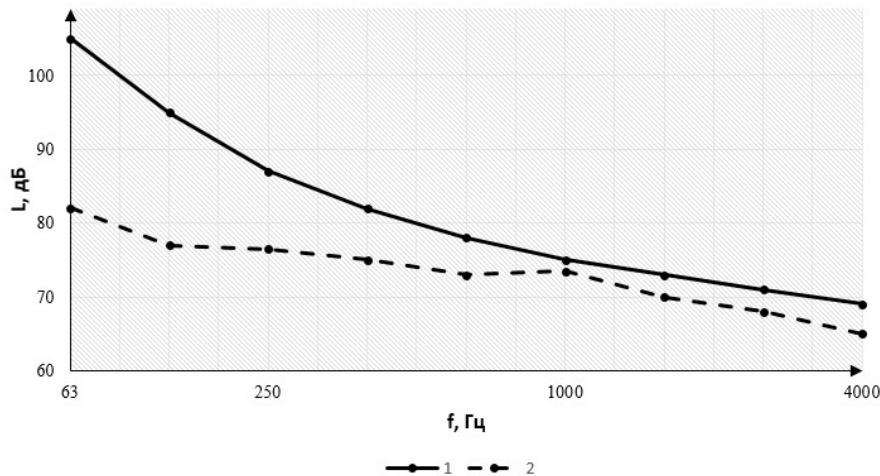


Рис. 1. Спектр шума холостого хода на рабочих станочниках профилешлифовальных станков: 1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

У координатно-шлифовального станка при частоте вращения шлифовального круга $f = 1000$ Гц уровни холостого хода уже превышают санитарные нормы на рабочих местах станочников на 2-5 дБ в высокочастотной части спектра 1000-8000 Гц, а на частоте вращения 200 Гц норматив не превышен во всем нормируемом диапазоне звуковых частот (рис.2).

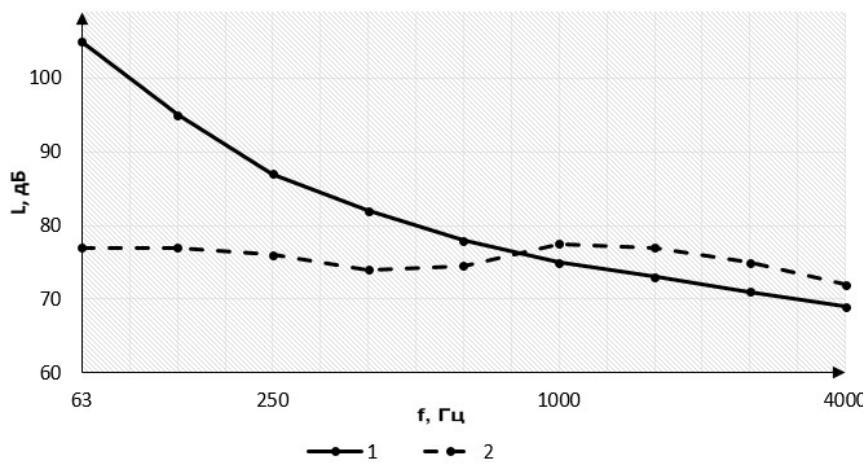


Рис. 2. Спектр шума холостого хода координатно-шлифовального станка: 1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

При реализации технологического процесса шлифования спектров шума претерпевают значительные изменения в октавных уровнях звукового давления, но при идентичном характере спектрального состава. Теоретическое изменение уровней для различных частот вращения абразивного инструмента составляют:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{4500}{2850} = 4 \text{ дБА}$$

$$\Delta L = 20 \lg \frac{3700}{2850} = 2,3 \text{ дБА}$$

$$\Delta L = 20 \lg \frac{4500}{3700} = 1,7 \text{ дБА}$$

$$\Delta L = 20 \lg \frac{3500}{2850} = 2 \text{ дБА}$$

$$\Delta L = 20 \lg \frac{50000}{12000} = 14 \text{ дБА}$$

Экспериментальные значения составляют (соответственно) 6; 3; 2,5; 3 и 11 дБА. Такое соотношение можно признать вполне достаточным для инженерных расчетов акустических характеристик [2].

На холостом ходу у вышеуказанных станков основными источниками шума являются: бабка шлифовального круга, электродвигатель привода главного движения и гидростанция. Уровни звукового давления при включении только двигателя показали, что они не превышают 60 дБ в интервале частот 500-8000 Гц, при работе гидростанции уровни звукового давления не превышают 65 дБ. Эта закономерность характерна как для профильно-шлифовальных, так и координатно-шлифовальных станков. Превышение же уровней звукового давления координатно-шлифовального станка на холостом режиме работы создается звуковым излучением шпиндельной бабки вследствие очень высоких частот вращения. Уровни звукового давления профиле-шлифовальных станков моделей 395МФ10 и 3951ВФ10 практически не отличаются, что объясняется одинаковыми значениями частот вращения шлифовальных кругов.

Уровни вибраций холостого хода на профильно-шлифовальных и координатно-шлифовальных станках измерялись на шлифовальных бабках, столах и станинах. У профилешлифовального станка на всех элементах общей колебательной системы спектры вибраций имеют низко- и среднечастотный характер (рис.3).

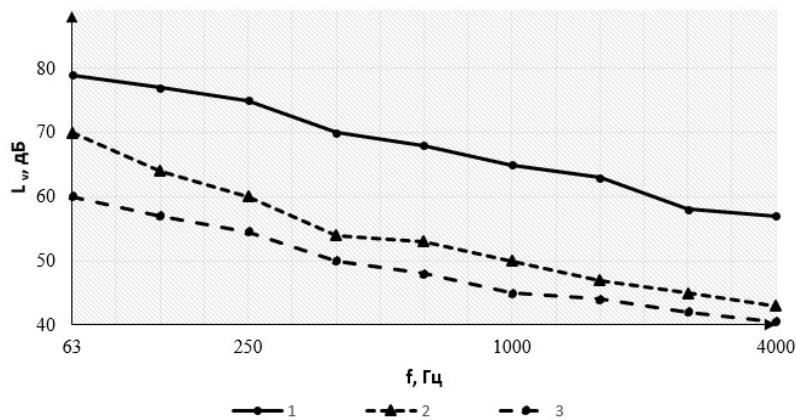


Рис. 3. Спектры вибраций профилешлифовального станка:
1 – шлифовальной бабки; 2 – стола; 3 – станины

Максимальные уровни вибрации зафиксированы на корпусе шлифовальной бабки, а на столе и станке уровни вибраций на 2-15 дБ ниже. Во всех точках измерений наблюдается тенденция снижения уровней вибраций на 2-3 дБ на октаву. У координатно-шлифовального станка максимальные уровни вибраций имеет бабка шлифовального круга (рис.4).

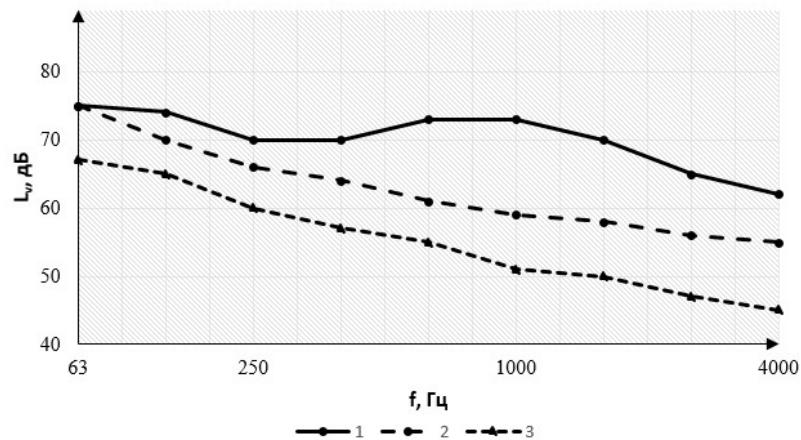


Рис. 4. Спектры вибраций координатно-шлифовального станка:
1 – бабка шлифовального круга; 2 – стол; 3 – станина

В области низких и средних частот 31,5-250 Гц закономерности спектрального состава аналогичны вышеуказанным. Но в интервале частот 30-8000 Гц у бабки профилешлифовального станка уровни вибраций на 5-12 дБ выше, чем у профилешлифовального. Фактические максимальные уровни вибраций расположены в пятой-седьмой октавах и достигают значений 72 дБ. Эти данные так же подтверждают увеличением частот вращения. В частности, теоретическое значение составляет $\Delta L = 20 \lg \frac{60000}{4500} = 13$ дБ, что подтверждено экспериментальными данными. Поэтому анализ спектрального состава акустических характеристик выполнен по данным измерений октавных уровней звукового давления для наиболее шумоактивных условий на рабочих местах операторов.

2. Спектральный состав шума и вибрации станков модели 393М

УЗД на рабочих местах станочников станков модели 393М при частоте вращения абразивного инструмента 3500 об/мин (рис.5) носят четко выраженный широкополосный характер.

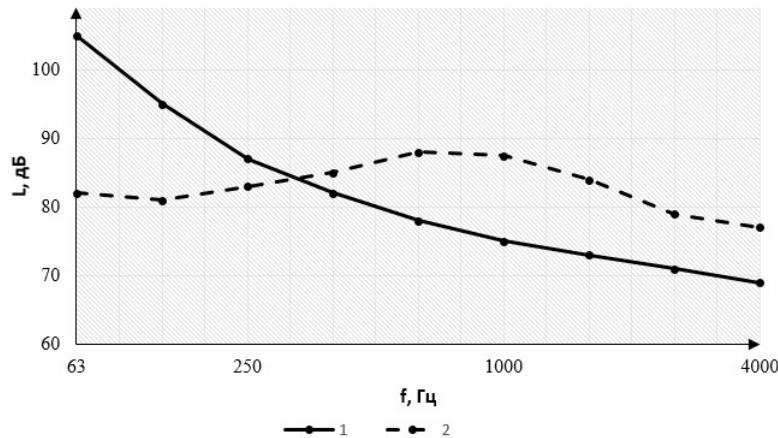


Рис. 5. Спектр шума станка модели 395М:
1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Максимальные уровни звукового давления соответствуют пятой и шестой октавам и составляют 36-37 дБ. Санитарные нормы шума превышены в широкой полосе частот 250-8000 Гц (рис.6).

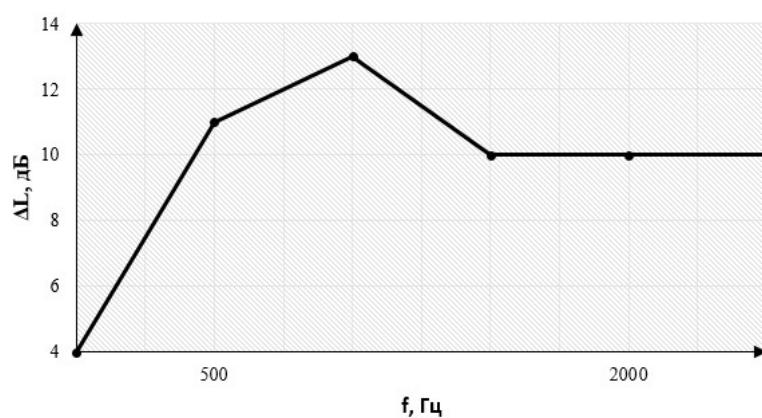


Рис. 6. Спектр шума станка модели 395М. Величины превышения УЗД станка 395М,
при $n = 3500$ об/мин

Только в первой, второй и третьей октавах УЗД существенно ниже санитарных норм, а уже в четвертой октаве норматив превышается на 4 дБ. К характерным закономерностям акустических характеристик данного станка следует отнести постоянство величин превышений уровней шума над нормативом в пятой-восьмой октавах, составляющих 10 дБ. Только в шестой октаве уровень звукового давления превышает норматив на 12 дБ, т.е. разница составляет 2 дБ, а это фактически входит в погрешность измерений.

3. Спектральный состав шума и вибрации станков модели 395МФ10

Спектральный состав шума на рабочих местах станочников станков моделей 395МФ10 при частоте вращения шлифовального круга 4500 об/мин (рис.7) практически полностью идентичен предыдущему, но по интенсивности звукового излучения выше на 3-4 дБ в четвертой – шестой октавах, в которых уровни звукового давления достигают 91 дБ, а значения превышений составляют 10-15 дБ (рис.8).

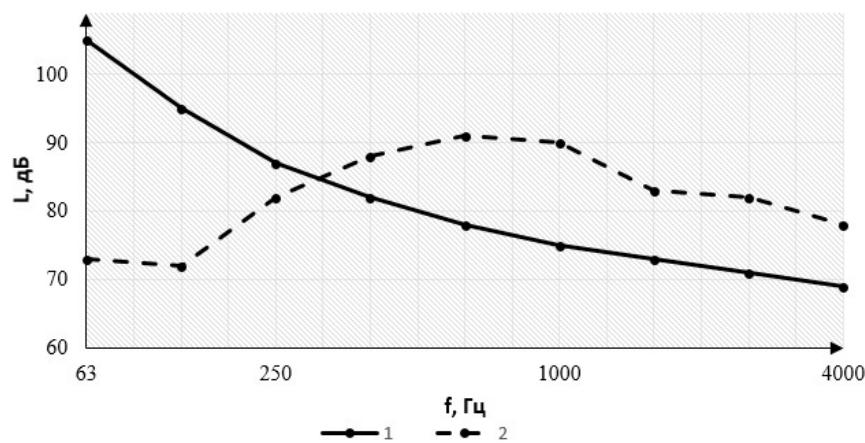


Рис. 7. Спектр шума на рабочем месте станка модели 395МФ10, при $n = 4500$ об/мин, 1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Обращает на себя внимание, что величина превышений в высокочастотной части спектра 2000-8000 Гц составляет 10 дБ, что полностью соответствует станку 395М.

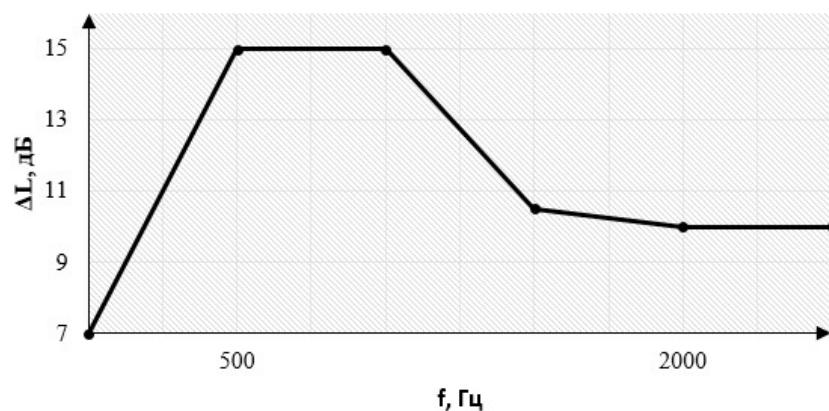


Рис. 8. Величины превышений УЗД станка модели 395МФ10

Увеличение УЗД объясняется большей частотой вращения абразивного инструмента, в частности $\Delta L = 20 \lg \frac{4500}{3500} = 2,2$ дБ, что полностью подтверждается экспериментальными данными.

4. Спектральный состав шума и вибрации станков модели 3951ВФ10

У станка 3951ВФ10 при частоте вращения абразивного инструмента 4500 об/мин закономерности формирования спектра практически идентичны (рис.9).

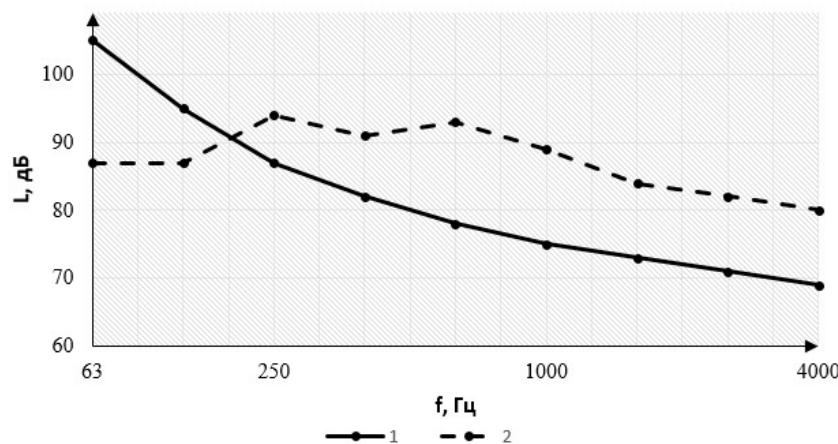


Рис. 9. Спектр шума станка модели 3951ВФ10:
1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Фактические изменения интенсивности звукового излучения зафиксированы в четвертой и седьмой октавах. Величины превышений в этих октавах над санитарными нормами составляют 11 и 14 дБ (рис.10).

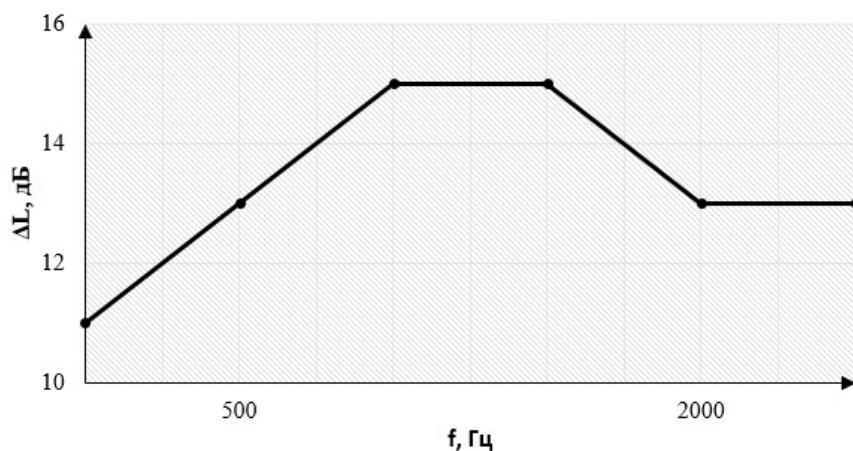


Рис. 10. Превышения УЗД станка модели 3951ВФ10

Следует отметить также высокочастотный диапазон спектра 4000-8000 Гц, где превышения УЗД составляют 11-12 дБ. Эти данные могут быть объяснены увеличенной мощностью привода главного движения в сравнении со станком 395МФ10, и, следовательно, увеличением силового воздействия на систему «заготовка-узел резания».

5. Спектральный состав шума и вибрации координатно- и профильно-шлифовальных станков

Уровни звукового давления у координатно-шлифовального станка измерялись при частотах вращения шпинделя 12000, 20000 и 50000 об/мин (рис.11-16).

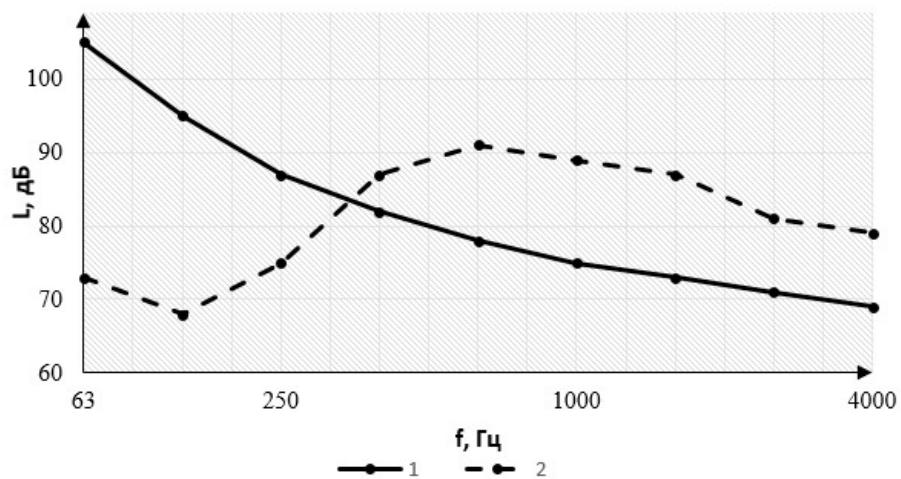


Рис. 11. Спектр шума координатно-шлифовального станка при частоте вращения 12000 об/мин: 1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

При частоте вращения 12000 об/мин (рис.11) уровни звукового давления превышают санитарные нормы в четвертой – восьмой октавах.

Максимальные величины превышений зафиксированы в пятой-седьмой октавах. Величины превышений достигают 15 дБ (рис.12).

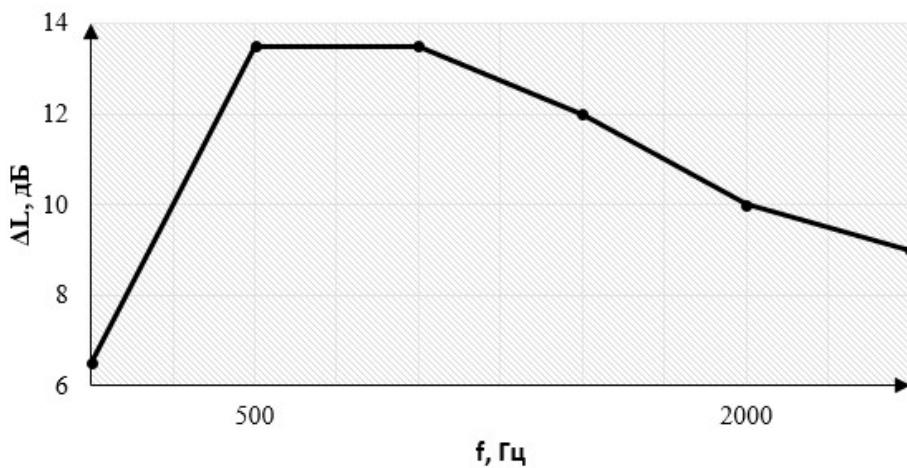


Рис. 12. Превышения УЗД на рабочем месте координатно-шлифовального станка при частоте вращения 12000 об/мин

При частоте вращения 20000 об/мин (рис.13) уровни звукового давления возрастают на 5-6 дБ в четвертой-восьмой октавах.

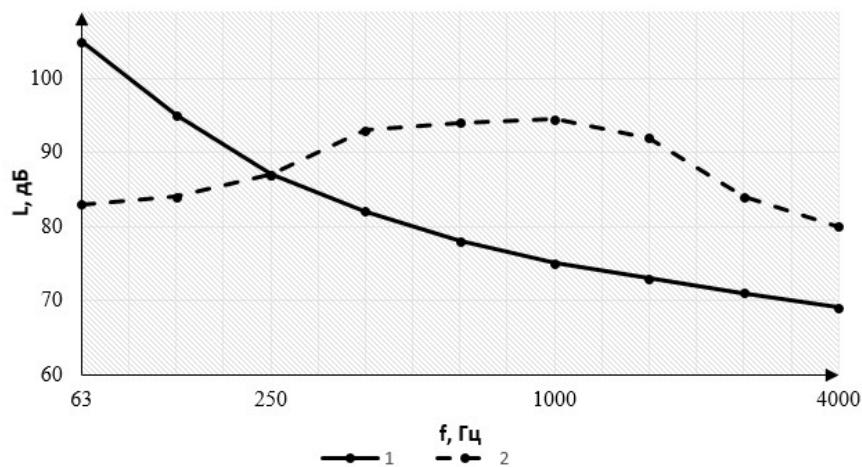


Рис. 13. Спектр шума координатно-шлифовального станка при частоте вращения 20000 об/мин: 1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Эти данные подтверждают теоретические расчеты увеличения уровней шума на $\Delta L = 20 \lg \frac{20000}{12000} = 4,4$ дБ.

Величины превышений при таком режиме работы составляют от 11 до 20 дБ (рис.14).

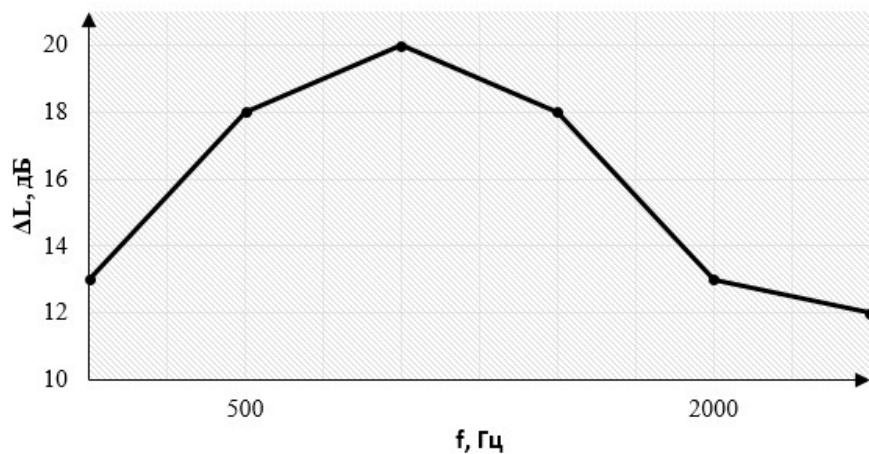


Рис. 14. Превышения УЗД на рабочем месте координатно-шлифовального станка при частоте вращения 20000 об/мин

При частоте вращения 50000 об/мин уровни звукового давления превышают санитарные нормы уже с третьей октавы (рис.15).

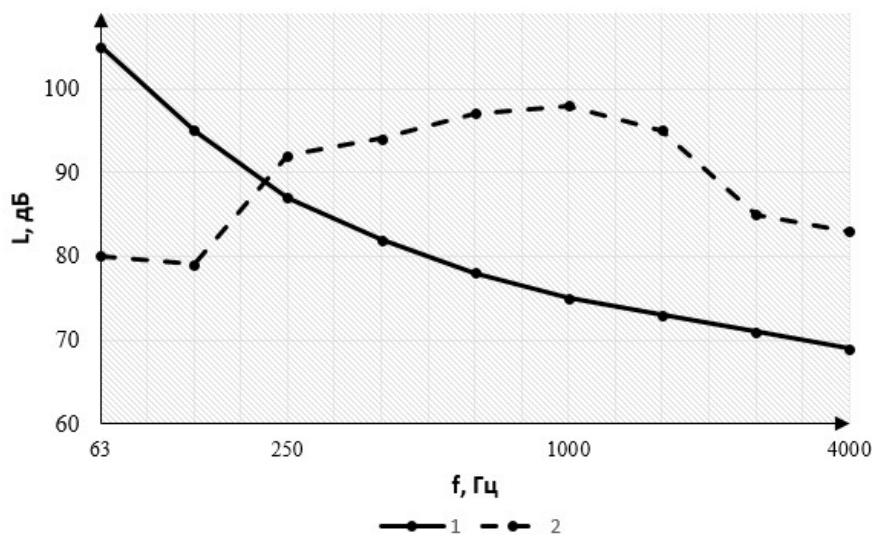


Рис. 15. Спектр шума координатно-шлифовального станка при частоте вращения 50000 об/мин: 1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Уровни звукового давления возрастают на 4-6 дБ (теоретическое значение составляет $\Delta L = 20 \lg \frac{20000}{2000} = 8$ дБ. Величины превышений достигают 24 дБ (рис.16).

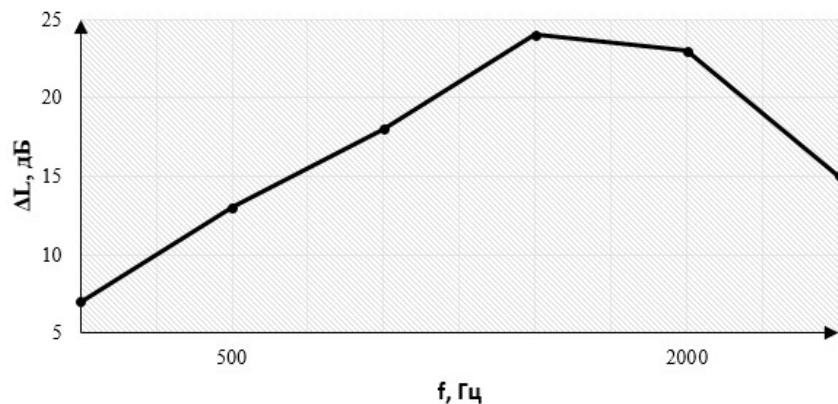


Рис. 16. Превышения УЗД на рабочем месте координатно-шлифовального станка при частоте вращения 50000 об/мин

Измерения вибраций на корпусе шлифовальной бабки, заготовке и столах координатно-шлифовального станка показали, что несущей системе станков увеличение уровней вибрации при реализации технологического процесса не превышает 2-2,5 дБ, что фактически сравнимо с погрешностью измерений [3,4]. Уровни вибраций шлифовального круга профильно-координатного станка, шлифуемой заготовке приведены на рис.17.

Как показали результаты измерений наиболее высокие уровни вибраций в том диапазоне частот, в котором превышаются санитарные нормы шума, создаются на узлах резания и шлифуемых заготовках.

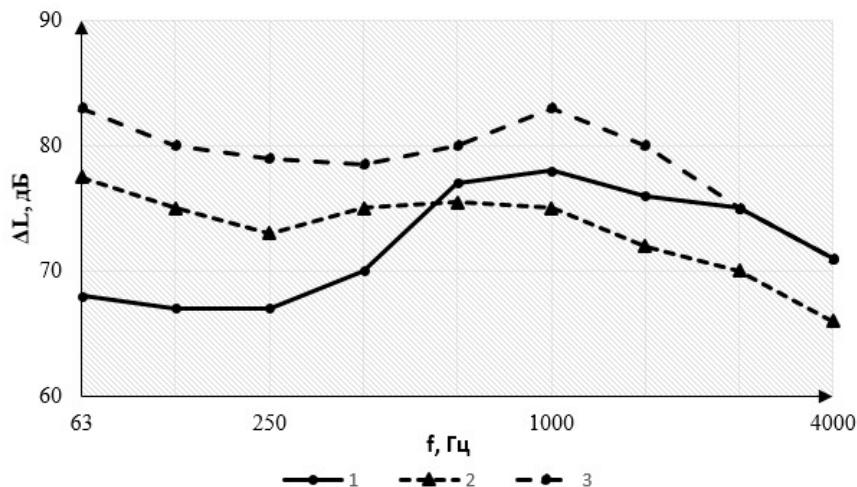


Рис. 17. Спектры вибраций: 1 – на круге; 2 – на шлифуемой заготовке; 3 – на корпусе шлифовальной бабки координатно-шлифовального станка

Экспериментальные исследования показали, что и у профильно-шлифовальных и у координатно-шлифовальных закономерности спектрального состава, формируемого излучением звуковой энергии системой «угол резания – шлифуемая заготовка».

В условиях машиностроительного производства вышеуказанные станки в большинстве случаев устанавливаются в соразмерных помещениях [5]. Поэтому для выявления влияния акустического излучения на соседние рабочие места уровни звукового давления измерялись на расстоянии 10 м и сзади станков, куда фактически распространяется дифрагирующий звук (рис.18-21). На расстоянии 10 м уровни звукового давления профилешлифовальных станков превышают санитарные нормы на 5-8 дБ (рис.18).

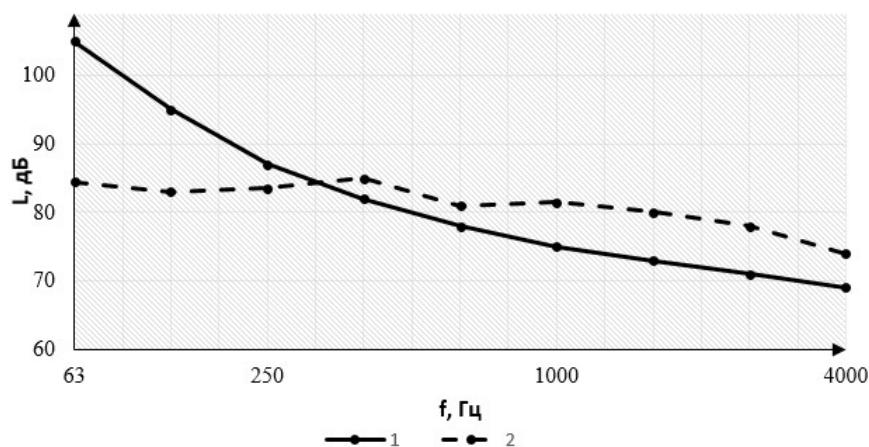


Рис. 18. Спектр шума профильного станка на расстоянии 10 м: 1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Координатно-шлифовальный на расстоянии 10 м создает превышение октавных уровней звукового давления на 5-12 дБ.

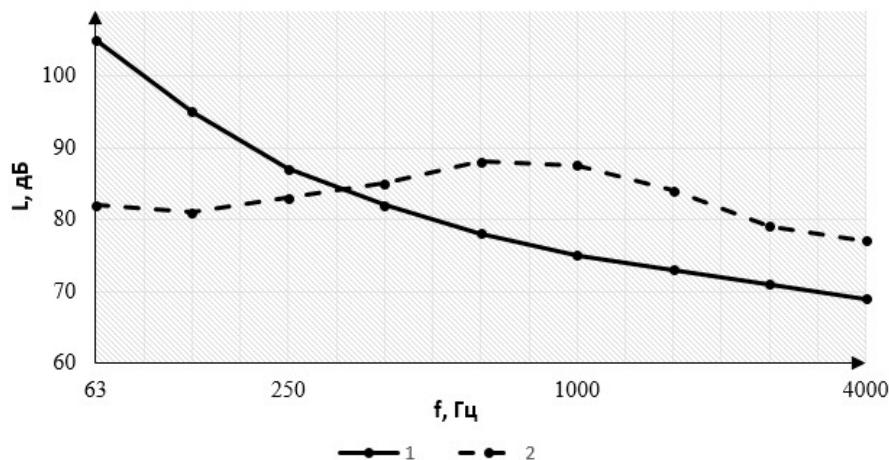


Рис. 19. Спектр шума координатно-шлифовального станка на удалении 10 м:
1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Аналогичным образом проявляется себя дифрагирующий звук из зон шлифования. В частности, для станка профилешлифовального сзади станка создается превышение уровней звукового давления на 3-5 дБ (рис.20).

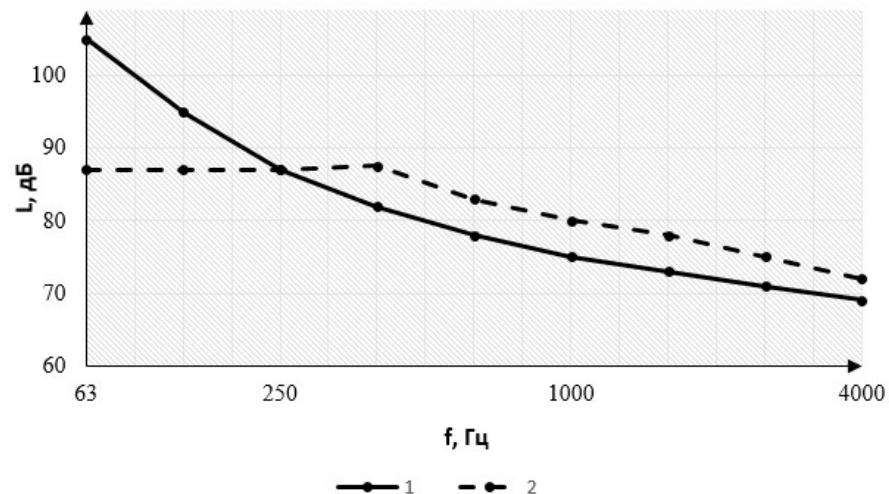


Рис. 20. Спектр шума сзади профилешлифовального станка:
1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Превышение санитарных норм дифрагирующими звуком координатно-шлифовального станка достигает 10 дБ (рис.21).

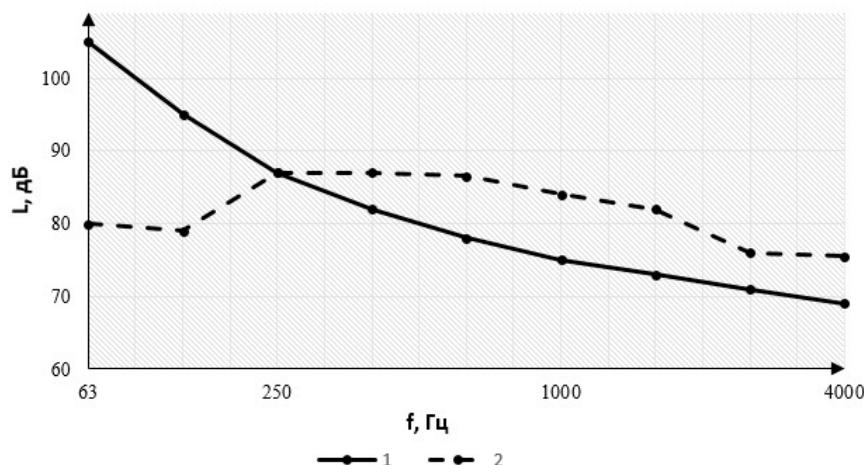


Рис. 21. Спектр шума сзади координатно-шлифовального станка:
1 – предельно допустимые уровни; 2 – уровни звукового давления

Таким образом, звуковое излучение элементов несущей системы профиля и координатно-шлифовальных станков следует исключить при оценке звукового поля на рабочих местах станочников.

Выполнение санитарных норм практически может быть обеспечено только уменьшением интенсивности звукового излучения системы «узел шлифования – обрабатываемая заготовка».

Заключение

Уровни звукового давления при холостом режиме работы всех обследованных станков не превышают санитарные нормы во всем нормируемом частотном диапазоне.

При шлифовании как профилешлифовальных и координатно-шлифовальных станков различных геометрических размеров спектральный состав шума практически идентичен, но значительно различается по интенсивности спектральных составляющих.

Экспериментальные исследования в реальных условиях эксплуатации профилешлифовальных и координатно-шлифовальных станков подтвердили правильность теоретических исследований процессов шумообразования на рабочих местах станочников.

Список литературы

1. Иванов Н.И. Защита от шума и вибрации: учебное пособие / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин. 2-е изд, перераб и доп. СПб.: Печатный цех. 2019. 282 с.
2. Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. –152 с.
3. Теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и шумообразования шлифовальных кругов резьбо- и шлицешлифовальных станков / Разаков Ж.П., Шашурин А.Е., Курченко П.С., Иванов Н.И. // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
4. Shashurin A.E. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 104-107 - ISSN 1801-9064

5. Shashurin A.E. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 100-104 - ISSN 1801-9064

References

1. Ivanov N.I. Zashchita ot shuma i vibracii: uchebnoe posobie / N.I. Ivanov, A.E. Shashurin. 2-e izd, pererab i dop. SPb.: Pechatnyj cekh. 2019. – 282 p.
2. Chukarin A.N. Teoriya i metody akusticheskikh raschetov i proektirovaniya tekhnologicheskikh mashin dlya mekhanicheskoy obrabotki // Rostov n/D: Izdatel'skij centr DGTU, 2004. – 152 p.
3. Teoreticheskoe issledovanie processov vozbuždeniya vibracij i shumooobrazovaniya shlifovальnyh krugov rez'bo- i shlicheshlifoval'nyh stankov / Razakov ZH.P., Shashurin A.E., Kurchenko P.S., Ivanov N.I.// AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
4. Shashurin A.E. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 104-107 - ISSN 1801-9064
5. Shashurin A.E. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 100-104 - ISSN 1801-9064.

УДК: 534.83
OECD: 01.03.AA

Расчет акустических характеристик заготовок резьбошлифовальных и шлицешлифовальных станков для расчета уровней шума на рабочем месте

Разаков Ж.П.

Аспирант кафедры «Экология и производственная безопасность», Балтийский Государственный Технический Университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова,
г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Уровень шума на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков довольно часто превышают нормативные значения и достигают уровней звука свыше 90 дБА. Скорости обработок с каждым годом возрастают, и это может в ряде случаев приводить к еще большим превышениям уровней шума в цехах на рабочих местах, превышающих установленные санитарные нормы. В статье показан расчет уровней акустических характеристик заготовок резьбошлифовальных и шлицешлифовальных станков для расчета уровней шума на рабочем месте. Наиболее технически и экономически обоснованным направлением снижения шума является разработка мероприятий на этапе проектирования станочного оборудования и технологических процессов обработки. Для этого необходимо иметь возможность расчета спектров шума на этапе проектирования. Поэтому в данной статье приведены результаты теоретического исследования виброакустических характеристик, учитывающих режимы шлифования, геометрические размеры шлифовальных кругов и заготовок, а также способы их закрепления.

Ключевые слова: уровень звука, акустическая энергия, колебания, частота, момент инерции.

Calculation of acoustic characteristics of workpieces of thread-grinding and slot-grinding machines for calculating noise levels in the workplace

Razakov Zh.P.

Postgraduate student of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

The noise level at the workplaces of operators of metalworking machines quite often exceeds the normative values and reaches sound levels over 90 dBA. The processing speeds are increasing every year, and this can in some cases lead to even greater excess of noise levels in workshops at workplaces exceeding the established sanitary standards. The article shows the calculation of the levels of acoustic characteristics of the workpieces of thread-grinding and slot-grinding machines for calculating noise levels in the workplace.

Keywords: sound level, acoustic energy, vibrations, frequency, moment of inertia.

Введение

Резьбошлифовальные и шлицешлифовальные станки интенсивно эксплуатируются в инструментальных и механических цехах машиностроительных предприятий. Процесс шлифования является финишной операцией технологического цикла и фактически обеспечивает точность и шероховатость поверхностей обрабатываемых изделий.

Как резьбовые и шлицевые заготовки с акустической точки зрения представляют собой стержни ограниченной длины постоянного момента инерции.

Для условий резьбошлифования разница в моментах инерции заготовок с резьбой и круглых заготовок не превышает 2-3%. Поэтому для условий резьбошлифования зависимости уровней звукового давления и звуковой мощности (на основе данных исследований [1,2]) приведены к виду:

$$\begin{aligned} L_P &= 20 \lg V_k R + 10 \lg f_k - 10 \lg r + 137; \\ L_N &= 20 \lg V_k f_k + 30 \lg R + 10 \lg l + 131, \end{aligned} \quad (1)$$

где V_k - скорость колебаний на собственных частотах заготовок, м/с;

R - радиус заготовки, м;

f_k - собственные частоты колебаний, Гц;

r - расстояние от источника шума до рабочего места, м;

l - длина заготовки, м;

L_P - уровни звукового давления, дБ;

L_N - уровни звуковой мощности, дБ.

Для условий шлицешлифования

$$\begin{aligned} L_P &= 20 \lg V_k + 10 \frac{\lg f_k F_g}{r} + 132; \\ L_N &= 20 \lg V_k f_k + 15 \lg F_g + 10 \lg l + 117, \end{aligned} \quad (2)$$

где F_g – площадь поверхности шлицевого вала, м²;

l – длина резьбовой или шлицевой заготовки, м.

1. Зависимости скоростей колебания заготовок при обработке

На резьбошлифовальных и шлицешлифовальных станках обрабатываются изделия очень значительно отличающиеся по диаметрам и длинам, соответственно, по величинам изгибной жесткости и их соотношению с жесткостью опор. Поэтому ниже приведены зависимости скоростей колебаний для условий закрепления шарниро-опертых заготовок, жестко закрепленных и на упруго-диссипативных опорах.

Собственные частоты колебаний определяются следующими зависимостями:

– для условий резьбошлифования:

$$\text{шарниро-опорная заготовка } f_k = 0,4 \left(\frac{k}{l} \right)^2 d \sqrt{\frac{E}{\rho}};$$

$$\text{жестко закрепленная } f_k = 0,1 \left(\frac{2k+3}{l} \right)^2 d \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

где k - коэффициент, характеризующий собственные частоты колебаний,

d - диаметр заготовки, м,

E - модуль упругости, Па,

ρ - Плотность материала, кг/м³.

– для условий шлифования шлицов шарнирно-опертой заготовки

$$f_h = 1,577 \left(\frac{k}{l} \right)^2 d \sqrt{\frac{EJ}{\rho F_2}}, \quad (3)$$

где J - момент инерции, м^4 , F_2 – площадь поперечного сечения, м^2 .

– для условий жестко закрепленной заготовки

$$f_k = 0,4 \left(\frac{2k+3}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{\rho F_2}}. \quad (4)$$

Приведенные выше зависимости справедливы для соотношения частот колебаний и длины заготовки для соотношения $0,018 f_k l < 1$. Фактически это соотношение пригодно для коротких источников и низких частот, в частности,

$$\begin{aligned} l = 0,09 \text{ м} & \quad f_k < 617 \text{ Гц}; \\ l = 0,5 \text{ м} & \quad f_k < 111 \text{ Гц}; \\ l = 0,36 \text{ м} & \quad f_k < 154 \text{ Гц}; \\ l = 0,28 \text{ м} & \quad f_k < 198 \text{ Гц}; \\ l = 1 \text{ м} & \quad f_k < 55 \text{ Гц}; \\ l = 1,5 \text{ м} & \quad f_k < 37 \text{ Гц}; \\ l = 2 \text{ м} & \quad f_k < 28 \text{ Гц}; \\ l = 4 \text{ м} & \quad f_k < 14 \text{ Гц}. \end{aligned}$$

Однако для объектов исследования характерны длины заготовки и превышение уровней звукового давления наблюдаются в средне и высокочастотной части спектра. Этот вариант должен учитывать функцию амплитудно-фазового распределения скорости колебаний вдоль поверхности источника, тогда

$$P = \frac{i\omega\rho_0}{\sqrt{2\pi kr}} \cdot \frac{B(k \sin \beta) l^{ikr}}{\cos \beta \cdot H^1(kR_k \cos \beta)^1} \quad (5)$$

где ω - круговая частота колебаний, $\text{рад}/\text{с}$,

ρ_0 - плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$,

β - угол излучения,

B - функция, характеризующая распределение скорости колебаний на поверхности заготовки,

$H^1(kR_k \cos \beta)^1$ – функция Гаккеля, асимптотическое представление которой для условий $0,018 f_k l \geq 1$ определяется как:

$$H^1 = -i \sqrt{\frac{2}{\pi k R_k \cos \beta}}; \quad (6)$$

$$B = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^e V_k(t,x) \exp^{-ik} \sin \beta x \, dx = 0,4 B_1. \quad (7)$$

Тогда из звукового давления и уровней звукового давления получены следующие выражения $P = 16 \frac{\sqrt{f_k R}}{r} B_1$

$$L = 10 \lg f_k R - 20 \lg r + 20 \lg B_1 + 118. \quad (8)$$

Обрабатываемые изделия рассматриваются как системы с распределёнными параметрами и скорости колебаний определяются из дифференцированного уравнения:

$$\frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{EJ}{\rho F_2} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \frac{P(t)}{\rho F_i} V(x - x_0), \quad (9)$$

где x_0 – координаты приложения нагрузки, которая для всех условий обработки определяется как $x_0 = Vt$, где V – скорость продольной подачи, м/с.

Для условий резьбошлифования шарнирно-опертого изделия дифференциальное уравнение колебаний имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d^2Y}{dt^2} + 24 \frac{E}{\rho} R^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y &= \frac{0,32P}{R^2 l \rho} \cdot \\ &\cdot \sum_{k=1}^k \sin \left[\left(\frac{\pi k v}{l} + 0,1nK_3 \right) t + \varphi \right] + \sin \left[\left(\frac{\pi k v}{l} - 0,1nK_3 \right) t - \varphi \right], \end{aligned}$$

где P - амплитуда силового воздействия, Н; n - частота вращения, об/мин; K_3 - коэффициент, характеризующий зернистость шлифовального круга.

Действительная часть скорости колебаний (с учетом задания модуля упругости в комплексном виде) имеет вид:

$$\begin{aligned} R_e\{V_k\} &= \frac{0,32P}{R^2 l \rho} \sum \frac{\left[24 \frac{ER^2}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k v}{l} + 0,1nK_3 \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{\pi k v}{l} + 0,1nK_3 \right)}{\left[24 \frac{E}{\rho R^2} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k v}{l} + 0,1nK_3 \right)^2 \right]^2 + 5,76 \left(\frac{E\eta}{\rho} \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8 R^4} \cdot \\ &\cdot \cos \left[\left(\frac{\pi k v}{l} + 0,1nK_3 \right) t + \varphi \right] + \\ &+ \frac{\left[24 \frac{E}{\rho} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k v}{l} - 0,1nK_3 \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{\pi k v}{l} + 0,1nK_3 \right)}{\left[24 \frac{E}{\rho R^2} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi k v}{l} - 0,1nK_3 \right)^2 \right]^2 + 5,76 \left(\frac{E\eta}{\rho} \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8 R^4} \cdot \\ &\cdot \cos \left[\left(\frac{\pi k v}{l} - 0,1nK_3 \right) t - \varphi \right] \cdot \sin \frac{\pi k v}{l} = |R_e\{V_k(t)\}| \cdot \sin \frac{\pi k x}{l}; \end{aligned}$$

$$B_1 = \left| R_e\{V_k\} \left(\frac{\sin^2 \frac{\pi k + 0,013 f_k \sin \beta l}{2}}{\frac{\pi k}{l} + 0,018 f_k \sin \beta} + \frac{\sin^2 \frac{\pi k - 0,018 f_k \sin \beta l}{2}}{\frac{\pi k}{l} - 0,013 f_k \sin \beta} \right) \right|;$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{EY}{\rho F} 97 \left(\frac{k}{l} \right)^4 y &= \frac{0,32P}{R^2 l \rho} \cdot \\ &\cdot \sum_{k=1}^k \sin \left[\left(\frac{\pi k v}{l} + 0,1nK_3 \right) t + \varphi \right] + \sin \left[\left(\frac{\pi k v}{l} - 0,1nK_3 \right) t - \varphi \right], \end{aligned}$$

Для аналогичных условий шлищешлифования уравнение колебаний и скорость колебаний имеют вид:

$$R_e\{V_k\} = \left\{ \frac{P}{M} \sum \frac{\left[97 \frac{EY}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right)}{\left[97 \frac{EY}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right)^2 \right] + 9,4 \cdot 10^3 \left(\frac{EY\eta}{\rho F} \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^3} \cdot \cos \left[\left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right) t + \varphi \right] + \right. \\ \left. + \frac{\left[97 \frac{EY}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi kv}{l} - 0,1nK_3 \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{\pi kv}{l} - 0,1nK_3 \right) \cdot \cos \left[\left(\frac{\pi kv}{l} - 0,1nK_3 \right) t - \varphi \right]}{\left[97 \frac{EY}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi kv}{l} - 0,1nK_3 \right)^2 \right] + 9,4 \cdot 10^3 \left(\frac{EY\eta}{\rho F} \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8 R^4} \right\} \cdot \sin \frac{\pi kx}{l} = |R_e\{V_k(t)\}| \cdot \sin \frac{\pi kx}{l};$$

$$B_1 = \left| R_e\{V_k(t)\} \left(\frac{\sin^2 \frac{\pi k+0,013f_k \sin \beta l}{2}}{\frac{\pi k}{l} + 0,018f_k \sin \beta} + \frac{\sin^2 \frac{\pi k-0,018f_k \sin \beta l}{2}}{\frac{\pi k}{l} - 0,018f_k \sin \beta} \right) \right|;$$

2. Уравнения колебаний и решения для условий шлифования шлицов

Для условий шлифования шлицов уравнения колебаний и решения относительно действительной части скорой колебаний определяются следующим образом:

$$\frac{d^2Y_1}{dt^2} + 97 \frac{EJ}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_1 = \frac{P}{M} \sum \frac{\left[97 \frac{EY}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right)}{\left[97 \frac{EY}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right)^2 \right] + 9,4 \cdot 10^3 \left(\frac{EY\eta}{\rho F} \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^3} \cdot \cos \left[\left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right) t + \varphi \right] + \\ + \frac{\left[97 \frac{EY}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi kv}{l} - 0,1nK_3 \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{\pi kv}{l} - 0,1nK_3 \right) \cdot \cos \left[\left(\frac{\pi kv}{l} - 0,1nK_3 \right) t - \varphi \right]}{\left[97 \frac{EY}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \left(\frac{\pi kv}{l} - 0,1nK_3 \right)^2 \right] + 9,4 \cdot 10^3 \left(\frac{EY\eta}{\rho F} \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} \cdot \sin \frac{\pi kx}{l};$$

$$\frac{d^2Y_1}{dt^2} + 3 \cdot 10^3 \frac{EJ}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 y_2 = \frac{1}{M} \sum 3 \left\{ \sin \left[\left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right) t + \varphi \right] + \right. \\ \left. + \sin \left[\left(\frac{\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right) t - \varphi \right] - \sin \left[\left(\frac{3\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right) t + \varphi \right] - \right. \\ \left. - \sin \left[\left(\frac{3\pi kv}{l} + 0,1nK_3 \right) t - \varphi \right] \right\}.$$

Особенно следует рассмотреть вариант закрепления обрабатываемых изделий на упруго-диссипативных опорах. Действительно, подшипниковые опоры и шпиндель и задней бабки имеет конечные выражения жесткости, поэтому данный вариант колебательной системы является наиболее общим [4,5]. Расчетная схема приведена на рис.1

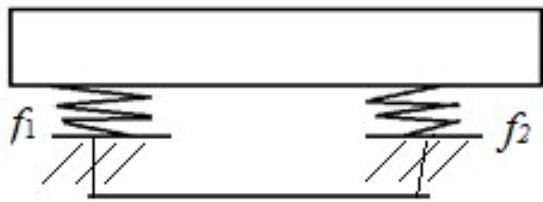


Рис. 1. Расчетная схема колебаний заготовок при резьбо- и шлицешлифовании: f_1 и f_2 – жесткости передней и задней опор (Н/м)

В этом случае граничные условия определяются выражениями:

$$\text{при } x = 0 \quad y = \frac{Q}{j_1} \quad \text{и} \quad \frac{d^2y}{dx^2} = 0,$$

$$\text{при } x = l \quad y = \frac{Q}{j_2} \quad \text{и} \quad \frac{d^2y}{dx^2} = 0.$$

Поскольку поперечные силы Q определяются как

$$Q = EJ \frac{d^3y}{dx^3},$$

то граничные условия примут вид

$$\begin{aligned} \left(y + \frac{1}{C_1} EJ \frac{d^3y}{dx^3} \right)_{x=0} &= 0; \\ \left(y + \frac{1}{C_2} EJ \frac{d^3y}{dx^3} \right)_{x=l} &= 0. \end{aligned}$$

Подставив в данные уравнения общую зависимость

$$y = C_1 k_1(dx) + C_2 k_2(dx) + C_3 k_3(dx) + l_4 k_4(\lambda x),$$

где k_1, k_2, k_3, k_4 – функции А.Н. Крылова [3].

$$\lambda = 2,5 f_k^{0,5} \left(\frac{\rho F}{EJ} \right)^{0,25} l; \quad \alpha = 2,5 f_k^{0,5} \left(\frac{\rho F}{EJ} \right)^{0,2}.$$

Учитывая известные соотношения

$$\begin{aligned} k_1''(dx) &= \alpha^2 k_3(\lambda x); & k_1'''(dx) &= \alpha^3 k_2(dx); & k_2''(dx) &= \alpha^2 k_4(dx); \\ k_2'''(dx) &= \alpha^3 k_3(dx); & k_3''(dx) &= \alpha^2 k_1(dx); & k_3'''(dx) &= \alpha^3 k_4(dx); \\ k_4''(dx) &= \alpha^2 k_2(dx); & k_4'''(dx) &= \alpha^3 k_2(dx) \end{aligned}$$

получена следующая система уравнений

$$\begin{aligned} C_1 - \frac{1}{j_2} EJ \alpha^2 C_4 &= 0; \\ C_3 &= 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_1 \left[k_1(\lambda) - \frac{1}{j_2} EJ \alpha^3 k_2(\lambda) \right] + B \left[k_2(\lambda) - \frac{1}{C_2} EJ \alpha^3 k_3(\lambda) \right] + C_4 \left[k_4(\lambda) - \frac{1}{C_2} EJ \alpha^3 k_1(\lambda) \right] &= 0; \\ C_1 k_3(\lambda) + C_2 k_4(\lambda) + C_4 k_2(\lambda) &= 0. \end{aligned}$$

Собственные частотные колебания находятся из определителя

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & k_1 \lambda^3 \\ k_1(\lambda) - k_1 \lambda^3 K_2(\lambda) & k_2(\lambda) - k_2 \lambda^3 K_3(\lambda) & k_4(\lambda) - k_2 \lambda^3 K_1(\lambda) \\ K_3(\lambda) & K_4(\lambda) & K_2(\lambda) \end{vmatrix} = 0.$$

Дифференциальные уравнения колебаний и их решения относительно скоростей колебаний определяются следующим образом для условий резьбошлифования

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dt^2} + 24 \frac{E}{\rho} R^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 J_1 = \\ = \frac{8 \cdot 10^{-2} P}{R^2 l \rho} \sum \left\{ 3 \cos \left[\left(\frac{\pi k v}{l} \right) + 0,1 n K_3 \right] t + \varphi \right\} + \\ + \cos \left[\left(\frac{\pi k v}{l} \right) - 0,1 n K_3 \right] t - \varphi \right\} + \cos \left[\left(\frac{3\pi k v}{l} \right) + 0,1 n K_3 \right] t + \varphi \right\} - \\ - \cos \left[\left(\frac{3\pi k v}{l} \right) - 0,1 n K_3 \right] t - \varphi \right\}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2y_2}{dt^2} + 2 \cdot 10^3 \frac{E}{\rho} R^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 J_2 = \\ = \frac{3,2 \cdot 10^{-2} P}{R^2 l \rho} \sum \left\{ 3 \cos \left[\left(\frac{\pi k v}{l} \right) + 0,1 n K_3 \right] t + \varphi \right\} + \\ + \cos \left[\left(\frac{\pi k v}{l} \right) - 0,1 n K_3 \right] t - \varphi \right\} + \cos \left[\left(\frac{3\pi k v}{l} \right) + 0,1 n K_3 \right] t + \varphi \right\} - \\ - \cos \left[\left(\frac{3\pi k v}{l} \right) - 0,1 n K_3 \right] t - \varphi \right\}. \end{aligned}$$

Следует отметить, что в практических расчетах следует учитывать максимальные значения скоростей колебаний и, соответственно, уровней звукового давления, то есть в зависимости от уровня звукового давления следует подставить $V_k \max$ за время $0 \leq t \leq l/V$.

Заключение

Результаты теоретических исследований дают возможность прогнозирования ожидаемых уровней шума на этапе проектирования как станочного оборудования, так и технологических процессов, так как учитывают все геометрические, физико-механические параметры обрабатываемых изделий и режущего инструмента, а также технологические режимы обработки и способы закрепления.

Акустическая эффективность систем шумозащиты определяется как разница расчетных октавных уровней звукового давления и предельно-допустимых величин. Фактически эти данные определяют возможность акустического расчета и проектирования систем снижения шума до нормативных значений, на этапах проектирования.

Список литературы

- Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. –152 с.

2. Чукарин А.Н. Акустическая модель системы деталь-инструмент при токарной обработке // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем. – Ростов н/Д, 1993 – с. 19-28.
3. Жарков И.Г. Вибрация при обработке лезвийным инструментом. – М: Машиностроение. Ленинградское отд., 1985. – 184 с.
4. Shashurin A.E. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 100-104 - ISSN 1801-9064.
5. Shashurin A.E. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 104-107 - ISSN 1801-9064
6. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A., Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures
7. М.Г. Гогуадзе, Т.Г. Шульга Анализ условий труда на рабочих местах операторов осетокарных станков, Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. 2019. № 4 (49). С. 41-44.
8. Beskopylny A., Chukarin A., Isaev A. Noise Spectra of Ball-Rod Hardening of Welds of Rod Structures, International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT 2018. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol. 983.

References

1. CHukarin A.N. Teoriya i metody akusticheskikh raschetov i proektirovaniya tekhnologicheskikh mashin dlya mekhanicheskoy obrabotki (rus.)// Rostov-on-Don: Izdatel'skij centr DGTU, 2004. –152 p.
2. CHukarin A.N. Akusticheskaya model' sistemy detal'-instrument pri tokarnoj obrabotke // Nadezhnost' i effektivnost' stanochnyh i instrumental'nyh sistem. (rus.)// Rostov-on-Don, 1993 – pp. 19-28.
3. ZHarkov I.G. Vibraciya pri obrabotke lezvijnym instrumentom (rus.) – M: Mashinostroenie. Leningradskoe otd., 1985. – 184 p.
4. Shashurin A.E. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 100-104 - ISSN 1801-9064.
5. Shashurin A.E. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 104-107 - ISSN 1801-9064
6. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A., Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures
7. М.Г. Гогуадзе, Т.Г. Шульга Анализ условий труда на рабочих местах операторов осетокарных станков, Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. 2019. № 4 (49). С. 41-44.
8. Beskopylny A., Chukarin A., Isaev A. Noise Spectra of Ball-Rod Hardening of Welds of Rod Structures, International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT 2018. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol. 983.



**Выпуск посвящён памяти
Дроздовой
Людмилы Филипповны
18.03.1945-25.10.2021**

25 октября 2021 года, на 77-м году, ушла из жизни член редакционной коллегии журнала «Noise Theory and Practice» Людмила Филипповна Дроздова, кандидат технических наук, профессор кафедры «Экология и производственная безопасность», секретарь диссертационного совета 24.2.272.01 (Д.212.010.01) Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (БГТУ).

После окончания Ленинградского механического института в 1969 году Людмила Филипповна работала в проектном бюро завода «Арсенал», а в 1985 году вернулась в родной ВУЗ, где и работала до настоящего времени.

Автор 7 изобретений по снижению шума двигателей внутреннего сгорания, конструкций передвижных компрессорных станций, звукоизолирующих установок и глушителей, настоящий профессионал своего дела, Людмила Филипповна была талантливым инженером, мудрым товарищем, щедро делилась знаниями со студентами, соискателями и коллегами. Благодаря грамотному сопровождению, доброжелательности и чуткости Людмилы Филипповны сложилась успешная практика защит кандидатских и докторских работ в диссертационном совете.

Она была редактором многих учебно-методических пособий, монографий, других изданий кафедры, а также внесла огромный вклад в развитие нашего журнала.

Людмила Филипповна была неизменным активным участником и членом Оргкомитетов всех конференций и конгрессов, организованных кафедрой "Экология и производственная безопасность" БГТУ.

Уход Людмилы Филипповны - большая потеря не только для ее семьи, но и для нашей редакционной коллегии, профессионального сообщества инженеров, занимающихся снижением шума, экологией и охраной труда.

Редакция журнала выражают глубокие соболезнования родным и близким Дроздовой Людмилы Филипповны.

Храним память о Людмиле Филипповне с благодарностью за её труды и гордимся, что работали вместе с ней.



Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф.Устинова

Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" является ярким представителем инженерной школы России, сумевшим сохранить и приумножить достижения отечественного и мирового инженерно-технического образования.

ВУЗ был образован приказом по Народному Комиссариату тяжелой промышленности СССР от 26 февраля 1932 г. № 109 как Ленинградский военно-механический институт. Здесь осуществлялась подготовка рабочих средней квалификации с инженерным образованием, углубленным в узкую заводскую специальность (механиков и теплотехников).

БГТУ "ВОЕНМЕХ" сегодня — это почти 2000 преподавателей и работников учебно-вспомогательного персонала, более 5000 студентов.

Традиции "ВОЕНМЕХ" и продолжающееся тесное сотрудничество с высокотехнологичными предприятиями позволяют успешно вести подготовку инженеров, бакалавров и магистров для ведущих предприятий оборонно-промышленного комплекса. БГТУ "ВОЕНМЕХ" — участник многих региональных и городских программ по целевой подготовке, закреплению и переподготовке кадров для промышленного производства, в том числе авиационно-космических и электронно-приборостроительных предприятий страны.

Ректор БГТУ: Иванов Константин Михайлович, доктор технических наук, профессор.

Кафедра "Экология и производственная безопасность"

Иванов Николай Игоревич — профессор кафедры "Экология и производственная безопасность" Балтийского государственного технического университета "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, председатель диссертационного совета, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации. Автор свыше 400 научных трудов, в том числе около 10 учебников, справочников и монографий. Основные результаты научных исследований докладывал на международных конгрессах в Австралии, Австрии, Венгрии, Германии, Дании, Италии, Канаде, Китае, Нидерландах, Польше, Португалии, США, Финляндии, Швейцарии, Швеции и других странах.

Кафедра подготавливает специалистов по направлениям:

Бакалавр - Безопасность технологических процессов и производств

Магистр - Инженерная защита окружающей среды

Диссертационный совет Д 212.010.01

01.04.06 - Акустика

05.26.01 - Охрана труда (в машиностроении)

В диссертационном совете по специальности "Акустика" защищено 15 кандидатских диссертаций, 4 докторских, по специальности "Охрана труда" — 2 кандидатских и 2 докторских диссертаций.

Одной из ценностей кафедры является Международная акустическая библиотека им. Сэра Джеймса Лайтхила, которая была образована в 1998 году и насчитывает свыше 5000 единиц хранения в виде журналов, книг, справочников, трудов конгресса.

Сетевой Научный Журнал "Noise Theory and Practice"

ООО "ИАК"

при БГТУ "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова



Главная цель

Главная цель сетевого научного Журнала "Noise Theory and Practice" – способствовать развитию виброакустики (наука о шуме и вибрации).

Основные задачи

Основными задачами Журнала являются:

- отражение последних достижений в теории и практике борьбы с шумом и вибрацией;
- отражение результатов научно-исследовательских работ по изучению процессов шумообразования, распространения звука и вибрации;
- отражение результатов разработки средств шумо- и виброзащиты, а также результатов иных работ, проводимых в области виброакустики, и выполняемых научными сотрудниками ВУЗов и иных организаций;
- предоставление сведений о планируемых конференциях, семинарах, проводимых в России и других странах;
- предоставление архивных материалов трудов научных конференций, посвященных виброакустике.

Научное цитирование Журнала

Журнал является общедоступным для чтения неограниченным числом пользователей.

Материалы Журнала индексируют в научометрических базах Российского Индекса Научного Цитирования (РИНЦ), Google Scholar. Журнал включен в научные электронные библиотеки "КиберЛенинка", Соционет, CiteFactor, ROAD.

С 21 ноября 2019 г. Журнал "Noise Theory and Practice" включен в ПЕРЕЧЕНЬ рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты докторской диссертации на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (п. 42).

ООО "ИАК"
г. Санкт-Петербург
2021