

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова»



На правах рукописи

Васильева Виктория Константиновна

**ОЦЕНКА И СНИЖЕНИЕ ВНУТРЕННЕГО ШУМА И ВИБРАЦИИ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

Специальность 1.3.7 – Акустика

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Шашурин Александр Евгеньевич

Санкт-Петербург
2024

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ	11
1.1 Описание объектов исследования	11
1.2 Характеристика шума и вибрации на рабочих местах машинистов подвижного состава железнодорожного транспорта.....	14
1.3 Источники шума и вибрации. Процессы образования внутреннего и внешнего шума	17
1.4 Теоретическое и экспериментальное разделение вклада источников шума в процессы шумообразования на рабочих местах. Прогнозирование шума	22
1.5 Снижение шума и вибрации на рабочих местах подвижного состава	30
1.6 Постановка задачи исследования	36
Глава 2. АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ И РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА И ВИБРАЦИИ НА РАБОЧИХ МЕСТАХ СЖТ.....	38
2.1 Нормирование шума и вибрации.....	38
2.1.1 Нормирование вибрации.....	38
2.1.2 Нормы шума	39
2.2 Анализ уровней шума на рабочих местах и определение требований к снижению шума	40
2.2.1 Автомотриса	40
2.2.2 Автодрезина.....	46
2.3 Анализ общей вибрации на рабочих местах и определение требований к виброзащите	52
Выводы по главе	53
Глава 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ШУМООБРАЗОВАНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ШУМА НА РАБОЧИХ МЕСТАХ СЖТ.....	55
3.1 Схема процесса шумообразования на рабочих местах исследуемых машин	55
3.2 Расчет вклада воздушного шума ДВС на рабочих местах и в пассажирских салонах СЖТ	56
3.2.1 Общие положения.....	56
3.2.2 Служебно-грузовая автомотриса.....	57
3.2.3 Автодрезина.....	62

3.3 Экспериментальные исследования вклада шума качения в процессы шумообразования на рабочих местах	70
3.4 Экспериментальные исследования акустических свойств помещений и ограждений.....	72
3.4.1 Общие положения.....	72
3.4.2 Акустические свойства помещений.....	73
3.4.3 Звукоизоляция внутренних и внешних ограждений	76
3.5 Вклад структурного звука в процессы шумообразования	80
3.5.1 Определение вклада в составляющие структурного звука на стоянке	80
3.5.2 Определение вклада структурного звука при движении.....	81
Выводы по главе	84
Глава 4. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	87
4.1 Измерения уровней шума и вибрации на рабочих местах СЖТ	87
4.2 Определение звукоизоляции ограждающих конструкций	88
4.3 Измерение вклада шума, проникающего в кабину через внешние ограждения.....	90
4.4 Измерения времени реверберации в помещениях	92
4.5 Оценка погрешности результатов измерений	93
Выводы по главе	94
Глава 5. УЛУЧШЕНИЕ УСЛОВИЙ ТРУДА НА РАБОЧИХ МЕСТАХ СЖД ПУТЕМ РАЗРАБОТКИ И АПРОБАЦИИ РЕКОМЕНДАЦИИ И КОНСТРУКЦИЙ ШУМОВИБРОЗАЩИТЫ.....	95
5.1 Разработка и апробация рекомендаций и конструкций для снижения шума на рабочих местах СЖТ	95
5.1.1 Автомотрисы	95
5.1.2 Автодрезины. Общая схема рекомендаций.....	108
5.2 Разработка рекомендаций и конструкции по снижению вибрации на рабочем месте машиниста.....	111
Выводы по главе	118
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	120
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	123
Приложение А. Акты внедрения	139

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Повышенные шум и вибрация являются одним из наиболее распространенных факторов физического воздействия на окружающую среду, длительное и регулярное воздействие которых на работающих приводит к массе негативных последствий. Железнодорожный транспорт – важнейшая отрасль промышленного комплекса страны, где проблема защиты от шума и вибрации стоит особенно остро. Это объясняется как многообразием самых различных источников шума (ИШ) и вибрации высоких уровней, так и чрезвычайно сложным характером образуемых ими физических полей, что затрудняет разработку шумовиброзащиты. Помимо этого, повышенные шум и вибрация при продолжительном воздействии вызывают не только разнообразные заболевания, но и утомляемость, замедление двигательных реакций, что приводит к снижению безопасности движения. Последнее наиболее актуально для машинистов подвижного состава железнодорожного транспорта [1–22].

Изучением вопроса оценки, прогнозирования и снижения шума и вибрации на железнодорожном транспорте занималось большое количество известных отечественных ученых: Г. В. Бутаков, Н. И. Иванов, И. В. Колесников, Д. А. Куклин, П. В. Матвеев, С. Ф. Подуст, Ю. В. Пронников, Т. А. Финоченко, И. Е. Цукерников, А. Н. Чукарин, А. Е. Шашурин, И. Л. Шубин, И. А. Яицков и др. За рубежом над данной проблемой работали С. Л. Вульфс, Л. Г. Курцвайль, П. Дж. Ремингтон, Р. Симокура, Ю. Созта, К. Стэнуорф, Д. Тампсон и др.

Значительная часть выполненных исследований была посвящена изучению шума и вибрации на подвижном составе железнодорожного транспорта, в том числе электроподвижном: в электровозах, тепловозах, мотовозах, грузовых и пассажирских вагонах и пр. В то же время практически неизученным остался специализированный железнодорожный транспорт (СЖТ), включающий автомотрисы и автодрезины, которые имеют характерные особенности шумообразования (специфические источники шума, сложная компоновка, необычное расположение рабочих мест и пр.). Результаты измерений показывают

высокие уровни шума и вибрации на рабочих местах, где выявлены превышения уровней звука до 20 дБА, уровней виброскорости до 12 дБ [1–22].

Цель исследования: теоретические и экспериментальные исследования процессов шумообразования для научного обоснования рекомендаций и конструкций шумовиброзащиты.

Цель, поставленная в работе, может быть достигнута путем решения следующих **задач**:

1. Изучить спектральный состав повышенных шума и вибрации на рабочих местах СЖТ в сравнении с нормами шума и вибрации с целью получения численных значений требований по снижению шума и вибрации до нормативных параметров.

2. Выявить общие закономерности процессов шумообразования на рабочих местах обеих машин.

3. Разработать расчётные схемы и математические модели, описывающие вклад составляющих воздушного шума на рабочих местах СЖТ от внутренних источников шума, с целью разработки методики прогнозирования воздушного шума на рабочих местах.

4. Изучить характер шумообразования от внешних источников (шум качения) и получить эмпирические зависимости, с целью выполнения расчётов шума на рабочих местах СЖТ.

5. Изучить опытно-расчетным путем акустические свойства помещений (кабины машиниста, пассажирского салона и пр.) исследуемых машин с целью определения возможности снижения шума увеличением их звукопоглощающих свойств.

6. Выявить звукоизолирующие свойства внутренних (перегородки, капот) и внешних (пол, остекление, боковые и др. стены и пр.) ограждающих конструкций с целью снижения шума путем разработки эффективной звукоизоляции.

7. Выполнить экспериментальные исследования шума качения на рабочих местах с целью выявить основные каналы проникновения воздушного шума, изучить процесс образования структурного звука, разделить эти составляющие и

определить требования по звукоизоляции и вибродемпфированию ограждающих конструкций.

8. Представить основные методики проведения экспериментальных исследований (определение звукоизоляции ограждающих конструкций; измерение и расчет вклада шума, проникающего через различные ограждения; измерение времени реверберации в рабочих помещениях и получение среднего коэффициента звукопоглощения и др.).

9. Разработать рекомендации по снижению воздушного шума и звуковой вибрации, а также конструкции (внутренние и внешние звукоизолирующие ограждения, в составе которых применяются выбранные вибродемпфирующие покрытия), обеспечивающие снижение шума на рабочих местах СЖТ до установленных требований.

10. Разработать конструкцию виброзащитного сиденья машиниста, обеспечивающего снижение общей вибрации в кабине, возникающей при движении, до нормы и выполнить расчет его эффективности.

11. Выполнить проверку и апробацию предложенных решений.

Научная новизна работы

В результате выполненных теоретических исследований:

1. Разработаны расчетные схемы и на основании метода преобразования звуковых полей получены математические модели, описывающие закономерности основных процессов шумообразования на рабочих местах СЖТ, что позволило разделить вклады в суммарные звуковые поля: воздушного звука и звуковой вибрации, а также, шума качения и шума силовых установок.

2. Разработан метод прогнозирования уровней звукового давления на рабочих местах СЖТ, что позволило разработать научно обоснованные рекомендации по снижению шума и вибрации до требования норм, а также проектировать специализированный железнодорожный транспорт с улучшенными виброакустическими характеристиками.

Теоретическая и практическая значимость исследования

1. Исследованы характеристики шума и вибрации и разработаны требования к шумовиброзащите на рабочих местах автодрезин и автомотрис.

2. Разработан комплекс шумозащиты на рабочих местах специализированного железнодорожного транспорта, включающий звукоизолирующие конструкции пола и внутренних перегородок, звукопоглощающие облицовки салонов, кабин и подкапотного пространства, вибродемпфирующие покрытия звукоизлучающих поверхностей подвижного состава, обеспечивающих снижение шума на рабочих местах автомотрис и автодрезин до требований норм.

3. Разработана конструкция виброзащитного сидения машиниста, обеспечивающего снижение ходовых вибраций до требований норм.

4. Разработана методика акустических расчётов на рабочих местах специализированного железнодорожного транспорта.

Объектом исследования является специализированный железнодорожный состав железнодорожного транспорта (автомотриса и автодрезина).

Предметом исследования являются закономерности формирования сложных звуковых полей на рабочих местах СЖТ, а также комплекс шумовиброзащиты, обеспечивающий снижение шума и вибрации на рабочих местах до требований нормы.

Методы исследования базируются на методах статистической обработки расчетных и экспериментальных данных, основных положениях технической виброакустики и теории колебательных систем, а также методиках оценки факторов производственной среды и трудового процесса.

Достоверность разработанных решений подтверждена в ходе натурных исследований, выполненных при использовании высокоточной измерительной виброакустической аппаратуры по действующим методикам акустических исследований, включающих методы оценки результатов и погрешности измерений.

Внедрение результатов работы. Основные результаты исследований, приведённые в работе, нашли свое применение:

- в работе АО «Институт «Трансэкопроект» при оценке акустического воздействия на рабочих местах специализированного железнодорожного транспорта;

- при проектировании и разработке шумо-виброзащитных мероприятий ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод им. В.В. Воровского» в части методики прогнозирования ожидаемых уровней звукового давления и уровней виброскорости;

- в образовательном процессе – в учебно-методических материалах курсов лекций, лабораторных работ и практических занятий ФГБОУ ВО «БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова».

Соответствие диссертации паспорту научной специальности

Тема и содержание диссертации соответствует пункту 6 предметной области специальности 1.3.7 Акустика, отрасль науки – технические науки: 6. Акустика газовых сред, аэроакустика, приём и обработка звуковых сигналов в воздухе, мониторинг источников акустического шума в атмосфере, акустическая экология.

Апробация работы

Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на ряде российских и международных конференций:

- VIII Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации», 23–25 марта 2021 г., Санкт-Петербург;

- Международная научно-практическая конференция «Техносферная и экологическая безопасность на транспорте» (ТЭБТРАНС), 26–28 октября 2022 г., Санкт-Петербург;

- 14-й Международная научно-практическая конференция «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава», 22–23 ноября 2022 г., Ростов-на-Дону;

- IX Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации», 26–28 апреля 2023 г., Санкт-Петербург.

- Восьмая всероссийская конференция молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания», 25–26 мая 2023 г., Москва;
- Национальная научно-практическая конференция «Теория и практика безопасности жизнедеятельности», 21–24 марта 2023 г., Ростов-на-Дону;
- 15-я Международная научно-практическая конференция «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава», 28–29 ноября 2023 г., Ростов-на-Дону;
- На заседаниях кафедры «Экология и производственная безопасность» БГТУ «Военмех» им. Д. Ф. Устинова в 2021–2024 гг.

Публикации. Результаты диссертационного исследования опубликованы в научных изданиях и тематических сборниках научных трудов по материалам конференций. Всего по тематике диссертации опубликовано 11 научных работ, в том числе 2 в международной наукометрической базе Web of Science и SCOPUS, 5 работ в рецензируемых журналах, входящих в Перечень ведущих научных журналов и изданий ВАК Минобрнауки РФ.

На защиту выносятся:

1. Результаты исследований параметров шума и вибрации на рабочих местах СЖТ и полученные численные значения требуемого снижения уровней звукового давления, дБ, уровней звука, дБА, и уровней виброускорения, дБ.
2. Общая схема шумообразования на рабочих местах СЖТ.
3. Расчетные схемы и математические модели процессов прохождения звука через систему помещений и шумообразования на основных рабочих местах изучаемых объектов, позволяющие разделить вклад шума от основных источников и выполнить прогнозирование ожидаемых уровней звукового давления.
4. Результаты разделения вклада основных источников воздушного шума и звуковой вибрации, включающие эмпирические формулы, позволяющие выделить вклад шума качения.
5. Результаты исследований основных акустических свойств помещений (кабины, салоны) и звукоизоляции внутренних ограждений, позволившие как выполнять акустические расчеты по полученным в работе формулам, так и

обосновать рекомендации по шумозащите на рабочих местах автодрезин и автомотрис.

6. Результаты определения основных путей проникновения воздушной составляющей шума качения, а также разделения воздушной и структурной составляющих шума качения.

7. Методики измерений шума и вибрации на рабочих местах, а также специальные методики по определению звукоизоляции ограждающих конструкций, а также по определению времени реверберации в помещениях изучаемых объектов, методика обработки полученных результатов.

8. Обоснование и разработка рекомендации по снижению шума на рабочих местах, разработка эффективных шумозащитных конструкций, обеспечивающих снижение шума на рабочих местах до требуемых значений.

9. Разработка виброзащитного сиденья машиниста, совмещающего свойства виброизоляции и вибродемпфирования и обеспечивающего уменьшение общей вибрации до нормативных параметров.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 131 наименований, 1 приложения, изложена на 141 стр., содержит 38 таблиц и 53 рисунка.

Автор приносит благодарность своим коллегам – сотрудникам кафедры «Экология и производственная безопасность» Балтийского государственного технического университета им. Д. Ф. Устинова, а также научному руководителю доктору технических наук, профессору Шашурину Александру Евгеньевичу за неоценимую помощь при подготовке диссертации.

Глава 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Описание объектов исследования

В работе рассматривается автомотриса специального назначения служебно-грузовая АСГ-30П, эксплуатируемая службой пути. Их используют на небольших расстояниях как для перевозки пассажиров, так и для технических нужд при обслуживании текущего содержания, ремонта и строительства железнодорожного полотна. Автомотриса имеет ряд преимуществ перед обычными поездами, так как является более мобильной при использовании с различным специализированным оборудованием и экономичной в силу меньшего веса и мощности двигателя.

Автомотриса АСГ-30П является моторизованным самоходным железнодорожным вагоном, который используется для перевозки пассажиров и персонала на пригородных и региональных железнодорожных линиях, а также в качестве ремонтного и путеизмерительного транспорта. Общий вид автомотрисы АСГ-30П и ее схема представлены на рисунках 1.1 и 1.2.



Рисунок 1.1 – Общий вид автомотрисы служебной-грузовой АСГ-30П

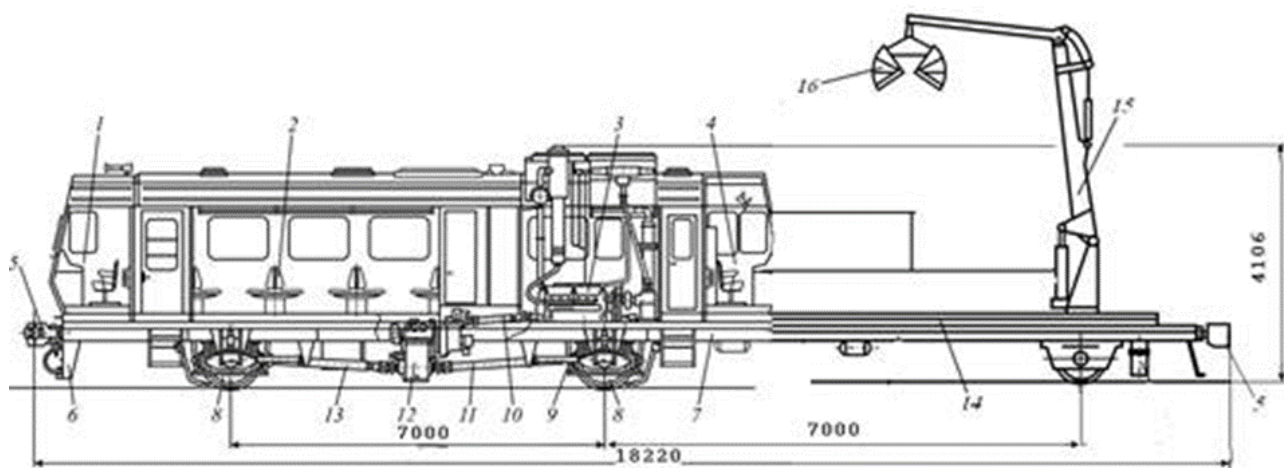


Рисунок 1.2 – Схема автомотрисы служебной-грузовой АСГ-30П:

- 1, 4 – кабина управления; 2 – пассажирский салон; 3 – машинное отделение;
 5 – автосцепка; 6 – путеочиститель; 7 – рама; 8 – колесные пары;
 9 – демпферные тяги; 10, 11, 13 – карданные валы; 14 – монтажная площадка;
 15 – кран-манипулятор; 16 – захват

Как видно из рисунков 1.1 и 1.2, автомотриса АСГ-30П представляет собой двухосный экипаж, оснащенный дизельным двигателем внутреннего сгорания, имеющий две изолированные кабины управления, в которых находятся рабочие места машиниста и его помощника, и два тамбура, машинное отделение и салон для 20 пассажиров (Таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Технические характеристики автомотрисы АСГ-30П

Наименование	Показатель
Скорость максимальная при одиночном следовании, км/ч	90
Тип силового агрегата	ЯМЗ-238Д
Мощность силовой установки (дизеля), кВт	243
Обслуживающий персонал машины, чел.	4
Вместимость служебной машины, чел	2
Вместимость пассажирского салона, чел.	20

Служебная **автодрезина** АС-1А представляет собой двухосный самоходный вагон, приводимый в движение двигателем внутреннего сгорания, кузов которого имеет два отделения: для машиниста и для пассажиров и инструмента, со вторым

местом машиниста. Используется во время ремонта и обслуживания железнодорожного пути, контактной сети или для перевозки пассажиров, инструментов, материалов и механизмов, монтажа оборудования, а также для инспекторских поездок. Общий вид и схема автодрезины представлены на рисунках 1.3 и 1.4, а технические характеристики приведены в таблице 1.2.



Рисунок 1.3 – Общий вид автодрезины АС-1А

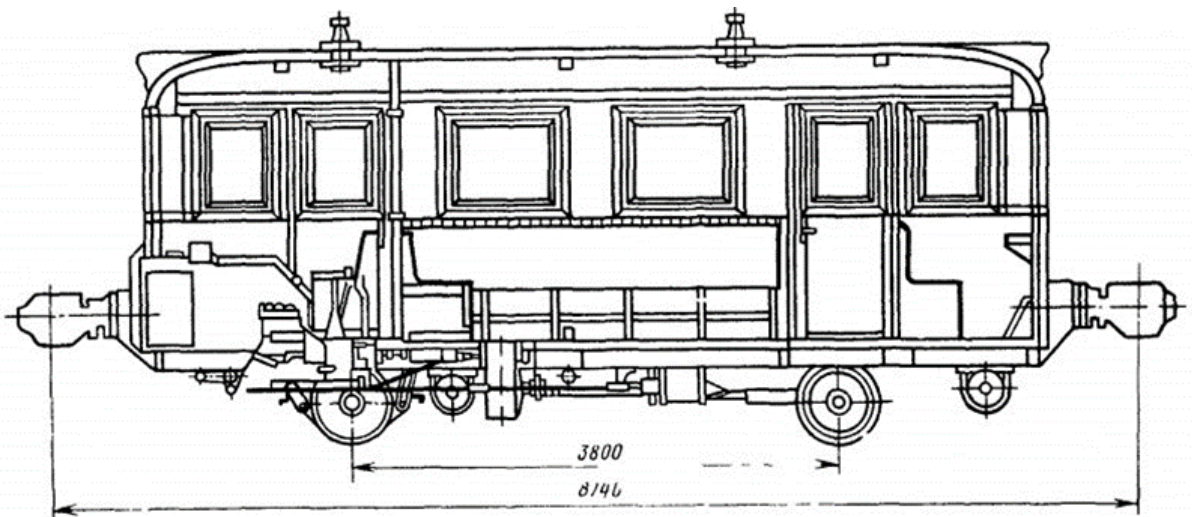


Рисунок 1.4 – Схема автодрезины АС-1А

Таблица 1.2 – Технические характеристики автодрезины АС-1А

Наименование	Показатель
Скорость передвижения (максимальная), км/ч	80
Тип силового агрегата	ГАЗ-51
Мощность двигателя, л.с.	70
Диаметр колес по кругу катания, мм	650
Количество пассажирских мест	24

1.2 Характеристика шума и вибрации на рабочих местах машинистов подвижного состава железнодорожного транспорта

Изучением вопроса установления параметров шума и вибрации на рабочих местах машинистов подвижного состава посвящена обширная литература [23–35]. Наиболее полные исследования проведены под руководством доктора технических наук, профессора А. Н. Чукарина [36, 37], а в опубликованных работах И. В. Колесникова, Ю. В. Пронникова, С. Ф. Подуста, А. Н. Чукарина, И. А. Яицкова и др. приведены результаты измерений шума и вибрации в кабинах машиниста тепловозов, электровозов, мотовозов и др. подвижного состава. Авторы отмечают, что при движении с установленными скоростями шум и вибрация на рабочих местах машинистов превышают нормы.

Следует заметить, что шум в кабинах машиниста в основном определяется двумя процессами: шумообразование от работы силовой установки, а начиная с определенных скоростей движения, – шумом качения. Основные типы силовых установок – двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигатели; при этом шум вторых заметно ниже, чем первых. На рисунке 1.5 приведен спектр шума в кабине машиниста тепловоза на стоянке в сравнении с нормами [37].

При закрытых окнах кабины отмечаются превышения уровня звукового давления на 3–10 дБ в диапазоне частот 250–8000 Гц, а при открытых окнах превышения достигают 9–17 дБ в том же частотном диапазоне. Соответственно уровни звука (УЗ) составляют 88/95 дБА, т. е. превышение норм [38] достигает 8–15 дБА. Соответственно измеренные уровни звука в кабинах машинистов

электровозов (на стоянке), по данным С.Ф. Подуста [35], составили от 82 до 85 дБА, т. е. превысили норму на 2–5 дБА.

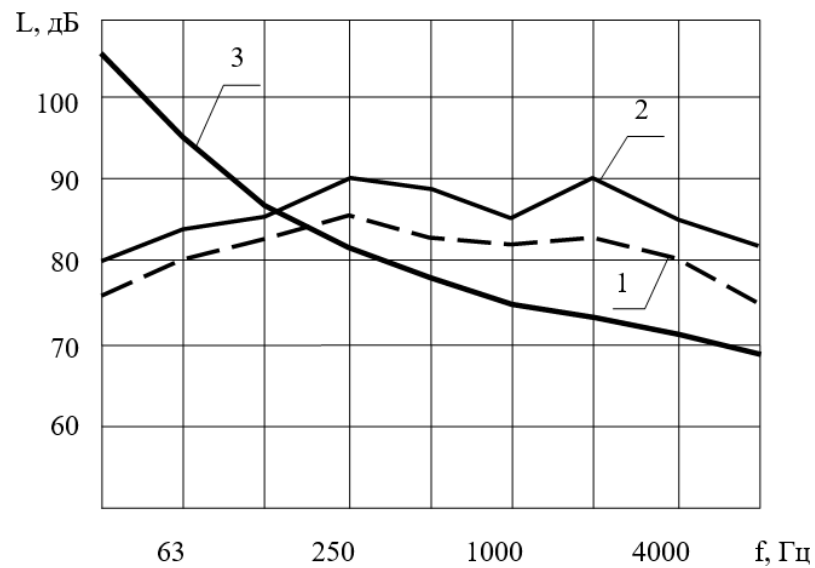


Рисунок 1.5 – Спектры шума в кабине локомотива:

1 – с закрытыми окнами; 2 – с открытыми окнами; 3 – норматив

По данным авторов [37], шум в кабинах машиниста зависит от скорости движения (Рисунок 1.6).

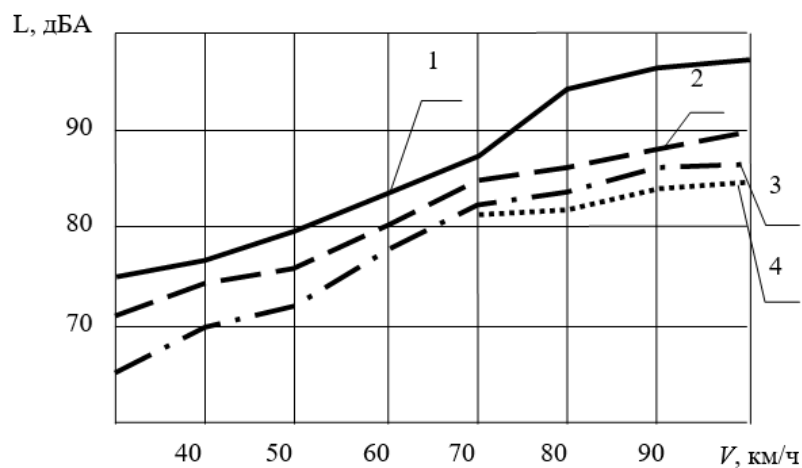


Рисунок 1.6 – Уровни звука в кабинах локомотивов:

1 – ЧМЭ-3Т; 2 – ТЭМ-7; 3 – ВЛ-10; 4 – ЭР-2

Как показывает график на рисунке 1.6, при изменении скорости движения от 40 до 90 км/ч УЗ почти равномерно возрастают на 15–17 дБА, т. е. можно утверждать, что, начиная с определенных скоростей, шум качения превалирует над

вкладом шума силовой установки. Заметим, что на рисунке 1.6 приведены данные для кабин тепловозов (кривые 1 и 2), электровоза (кривая 3) и электроподвижного состава (кривая 4): шум первых (силовая установка – ДВС) на 2–10 дБА выше, чем вторых (силовая установка – электродвигатели).

Обобщая полученные результаты, сделаем выводы:

– шум в кабинах машинистов подвижного состава превышает нормы до 15 дБА, т. е. проблема поиска способа защиты от шума в кабинах машиниста актуальна;

– шум на рабочем месте зависит от типа силовой установки и ее расположения по отношению к рабочему месту, от конструктивных особенностей единицы подвижного состава и скорости движения.

Таким образом, одна из первоочередных задач настоящего исследования – определение шумовых характеристик на рабочих местах СЖТ. Обратим внимание: так как в салонах СЖТ перевозятся путевые рабочие, то для СЖТ правомерно говорить об изучении параметров шума на рабочих местах, подразумевая под этим понятием не только кабину машиниста, но и салон СЖТ, в котором располагается едущий к месту выполнения работ персонал.

В перечисленных в настоящем разделе работах широко освещен вопрос о параметрах общей и локальной вибрации на рабочем месте машиниста локомотивов. Так в работе [37] приведены значения уровней виброскорости в кабинах машинистов тепловозов и электровозов (Таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Уровни виброскорости в кабинах локомотивов, дБ

Название локомотива	Пол	Сиденье	Рычаги управления
ЧМЭ-3Т	90–110	97–107	105–112
ВЛ	110–115	90–112	110
ТЭМ-7	115–120	116	109
ТГМ	96–104	100–108	109

Заметим, что в таблице 1.3 приведены минимальные и максимальные значения измеренных уровней виброскорости для общей вибрации (колонки 2 и 3)

и локальной вибрации (колонка 4). Анализируя приведенные данные, отметим высокие значения уровней виброскорости, отличающиеся для каждого типа локомотивов не менее чем на 5–10 и более дБ. Это говорит о том, что для каждой единицы подвижного состава необходимо изучать вибрацию индивидуально.

Эквивалентные скорректированные уровни виброускорения, измеренные в вертикальном направлении на полу и сиденье машиниста для разных локомотивов, лежат в диапазоне 120–127 дБ, что при норме 115 дБ [38] составляет превышение 5–12 дБ.

Вышеизложенное позволяет сделать вывод об актуальности изучения параметров общей вибрации на рабочих местах СЖТ при движении.

1.3 Источники шума и вибрации. Процессы образования внутреннего и внешнего шума

Вопросы об источниках шума и вибрации подвижного состава железнодорожного транспорта и процессах образования внешнего и внутреннего шума как на подвижном составе железнодорожного транспорта, так и на близких по шумообразованию объектах достаточно подробно описаны в литературе [36, 37, 39–64]. Источники шума чрезвычайно разнообразны. Можно выделить три основные группы объектов, на которые воздействует шум подвижного состава железнодорожного транспорта [59]:

- 1) селитебная территория/ жилая застройка;
- 2) обслуживающий персонал и пассажиры на станциях;
- 3) обслуживающий подвижной состав персонал и пассажиры поездов.

В работе [59] дан достаточно подробный перечень источников шума железнодорожного транспорта (ЖДТ) с указанием измеренных уровней звука (УЗ), дБА (Таблица 1.4).

Таблица 1.4 – Источники шума железнодорожного транспорта

Источник шума	Расстояние, м	УЗ, дБА
Движение подвижного состава со скоростью 60–80 км/ч	25	70–85
Движение поезда по мосту со скоростью 60–80 км/ч	25	80–90
Движение подвижного состава со скоростью 150–200 км/ч	25	85–95
Электровозы	25	75–80
Тепловозы	25	80–95
Путевые машины вибрационного действия, щебнеочистительные машины	25	80–95
Соударение вагонов	25	95–100
Звуковые сигналы локомотивов и электроподвижного состава	25	100–110

Из данных таблицы 1.4 следует, что УЗ от различных объектов ЖДТ лежат в диапазоне 70–110 дБА. Такие значения наглядно иллюстрируют тот факт, что исследуемый вид транспорта является источником очень высокого виброакустического воздействия.

Таким образом, все многообразие акустического воздействия можно разделить на две основные группы: шум в окружающей среде и внутренний шум.

Рассматривая акустические процессы для обеих групп, отметим общую закономерность: основным источником в процессах шумообразования в подвижном составе, как правило, является шум качения – шум взаимодействия колеса с рельсом. Этот процесс хорошо изучен и описывается моделью, созданной П. Дж. Ремингтоном [45], которая показана на рисунке 1.7.

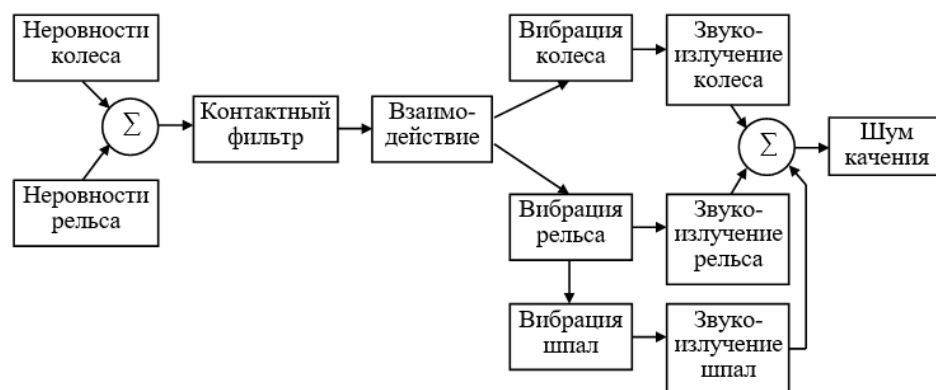


Рисунок 1.7 – Модель, описывающая возникновение шума качения [45]

Как для поверхности колеса, так и для поверхности рельса характерны неровности в зоне катания, имеющей волнообразный износ. Возникающие при контакте силы возбуждают вибрацию колеса и рельса. Взаимодействующие тела излучают звук, который называется шумом качения. Шум качения возрастает с увеличением скорости движения и является основной составляющей воздушного шума в окружающей среде, но также возбуждает вибрацию, передаваемую через верхнее строение пути и далее через грунт в окружающую среду.

Модель Ремингтона дает только качественное объяснение процесса возникновения шума качения и численные характеристики до сих пор получают экспериментальным путем. На рисунке 1.8 приведены экспериментальные зависимости шума различных поездов от скорости их движения, полученные Д. А. Куклиным [65]. Эти результаты включены в действующую нормативно-техническую документацию [128, 129].

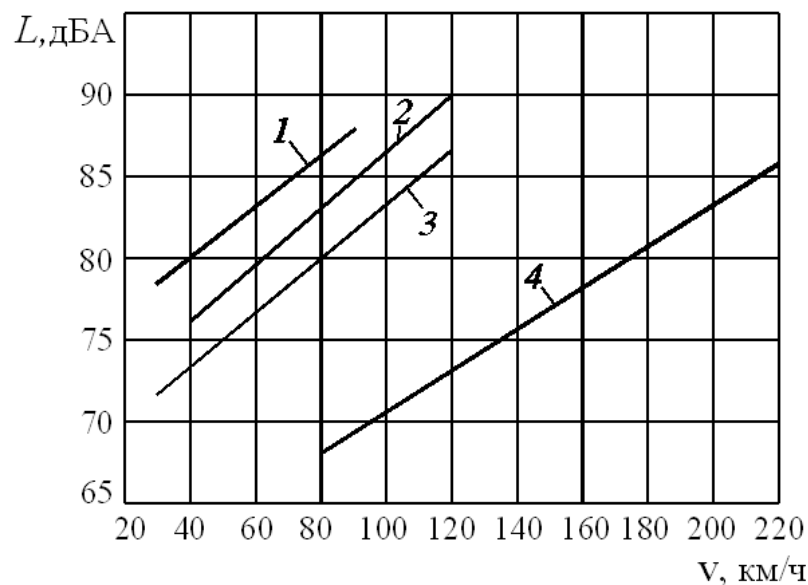


Рисунок 1.8 – Зависимость эквивалентных уровней звука от скорости различных категорий отечественных поездов:

1 – грузовые; 2 – электропоезда; 3 – пассажирские; 4 – высокоскоростные

Отметим, что теоретическое решение этой задачи было выполнено А. Н. Чукариным и его учениками. Были получены теоретические зависимости шума качения от возмущающих сил [32, 37, 36]. К сожалению, отсутствие

фундаментальных экспериментальных исследований, подтверждающих расчеты, не позволяет воспользоваться теорией А. Н. Чукарина в полной мере, но она служит очень полезным дополнением к модели Ремингтона. В последние годы для расчетов широко используются численные методы, в частности метод конечных элементов (МКЭ). Пользуясь МКЭ, Д. А. Куклин и П. В. Матвеев выполнили расчеты структурного звука, возникающего при контакте колеса с рельсом [58]. Полученные результаты представляют интерес, но также требуют серьезной экспериментальной проверки, прежде чем допустить их к использованию на практике.

Несколько иную картину представляет процесс образования внутреннего шума и вибрации на рабочих местах подвижного состава. Анализируя литературные источники [23, 26–29, 31–35, 37, 43–44, 52, 55–56, 58, 60, 61, 68] схему образования внутреннего шума можно представить следующим образом (Рисунок 1.9).

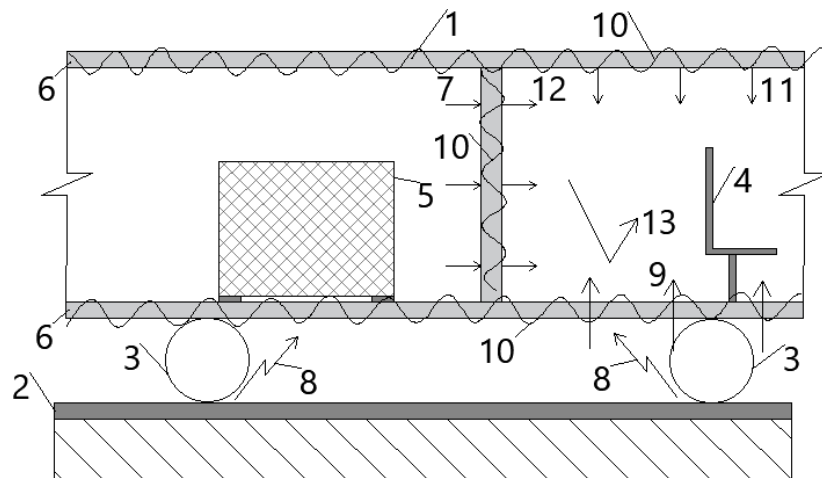


Рисунок 1.9 – Схема образования внутреннего шума:

- 1 – самодвижущаяся единица подвижного состава; 2 – рельс; 3 – колесо;
- 4 – рабочее место (РМ); 5 – силовая установка; 6 – элемент внешнего ограждения; 7 – внутренние ограждения; 8 – внешняя составляющая шума качения; 9 – прохождение внешнего шума на РМ через внешнее ограждение воздушным путем; 10 – вибрация на элементах ограждения РМ;
- 11 – составляющая внутреннего шума; 12 – прохождение воздушным путем шума силовой установки через внутренние ограждения;
- 13 – отраженный звук

Отметим пять основных компонентов звукового поля на рабочем месте (РМ):

1) доля шума от силовой установки, проникающего на РМ через внутренние ограждающие конструкции воздушным путем;

2) доля внешнего шума, возникающего при движении (шум качения), проникающего на РМ воздушным путем через внешние ограждающие конструкции (пол, потолок, остекление и пр.);

3) доля шума, возникающего в результате воздействия вибрации при движении подвижного состава на ограждающие конструкции, называемого структурным звуком;

4) доля звука, возникающего при отражении звука в рабочем помещении (помещении, где расположено рабочее место);

5) доля структурного звука, который своим происхождением обязан работе силовой установки: вибрация, генерируемая последней, передается на элементы ограждения рабочего места и излучается в пространство в виде структурного звука (или звуковой вибрации) – аналогично процессу, связанному с взаимодействием системы «колесо – рельс».

Заметим, что снижение каждой составляющей требует применения специализированных мер шумозащиты (звукоизоляции, или звукопоглощения, или вибродемпфирования и виброизоляции и их сочетания), поэтому одна из основных задач настоящего исследования – разделение перечисленных вкладов и их численное определение, что является основной предпосылкой для разработки научно обоснованных рекомендаций и конструкций шумозащиты.

Что касается вибрации, воздействующей на обслуживающий персонал подвижного состава, то задача здесь представляется более простой. По данным авторов [24, 32, 43, 55, 68–71], превышение вибрации зарегистрировано при движении, а воздействие на работающих оказывает общая вибрация. Таким образом, можно упростить рассмотрение вибрации, воздействующей на обслуживающий персонал, рассмотрев лишь усредненные данные, полученные при измерениях на сиденье, с целью разработки более эффективной конструкции последнего. Результаты должны быть представлены в низкочастотном диапазоне

со значениями среднегеометрических частот 2, 4, 8, 16 и 63 Гц не только с целью получения требуемых значений снижения вибрации, но и для определения минимального значения частоты вынужденных колебаний при выполнении необходимых расчетов.

1.4 Теоретическое и экспериментальное разделение вклада источников шума в процессы шумообразования на рабочих местах.

Прогнозирование шума

Вопрос разделения составляющих суммарного звукового поля на рабочем месте (в кабине) достаточно подробно описан в литературе [23, 24, 31–36, 40, 42, 47–49, 53–56, 59–64, 72]. Заметим, что во многих источниках рассматривают не разделение всех составляющих исследуемого звукового поля, а лишь отдельные из них (например, в работе С. Ф. Подуста [34] рассмотрено шумообразование на рабочих местах локомотивных бригад от воздействия внутренних источников), поэтому изученные материалы требуют систематизации и обобщения.

Итак, необходимо изучить методы разделения следующих компонентов суммарного звукового поля (Рисунок 1.10):

- воздушной и структурной составляющих, возникающих в процессе движения подвижного состава;
- воздушной и структурной составляющих, возникающих при работе силовой установки;
- воздушной составляющей отраженного звука в помещении, где располагается рабочее место.



Рисунок 1.10 – Схема основных составляющих звукового поля на РМ

Рассмотрим последовательно пути и методы решения поставленных задач, описанные в литературе. Наверное, наиболее простой нам представляется решение задачи с отраженным звуком. Эта составляющая никак не связана с источниками шума, а зависит только от акустических свойств помещения, определяемых акустической постоянной помещения ($B_{\text{пом}}$), равной [64]:

$$B_{\text{пом}} = \frac{A_{\text{пом}}}{1 - \bar{\alpha}^f_{\text{пом}}}, \text{ м}^2, \quad (1.1)$$

где $A_{\text{пом}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения помещения, м^2 ;

$\bar{\alpha}^f_{\text{пом}}$ – частотно-зависимый средний коэффициент звукопоглощения помещения.

$$A_{\text{пом}} = \sum_{i=1}^n \alpha^f_i S_i, \quad (1.2)$$

где α^f_i – частотно-зависимый коэффициент звукопоглощения i -й ограждающей конструкции помещения площадью S_i , м^2 ;

n – число ограждающих конструкций.

$$\bar{\alpha}_{\text{пом}} = \frac{A_{\text{пом}}}{S_{\text{пом}}}, \quad (1.3)$$

где $S_{\text{пом}}$ – суммарная площадь помещения, м^2

Анализ данных, полученных по формулам (1.1) – (1.3), позволяет выявить акустические свойства помещения. Это означает, что процедуру определения

численного вклада процессов отражения в суммарное звуковое поле можно не проводить и сразу вычислить ожидаемое снижение шума на рабочем месте, применяя дополнительное звукопоглощение, по формуле:

$$\Delta L_{3П} = 10 \lg \frac{A_{\text{пом}_2}}{A_{\text{пом}_1}} \approx 10 \lg \frac{\bar{\alpha}_{\text{пом}_2}^f}{\bar{\alpha}_{\text{пом}_1}^f}, \text{ дБ}, \quad (1.4)$$

где $A_{\text{пом}_2}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения ($\bar{\alpha}_{\text{пом}_2}^f$) после внесения в конструкцию добавочного звукопоглощения;

$A_{\text{пом}_1}(\bar{\alpha}_{\text{пом}_1}^f)$ – исходный вариант.

Значения $A_{\text{пом}_1}$, $\bar{\alpha}_{\text{пом}_1}^f$, $A_{\text{пом}_2}$, $\bar{\alpha}_{\text{пом}_2}^f$ могут быть вычислены.

Другим вариантом получения этих данных может быть экспериментально-расчетный метод, базирующийся на измерениях времени реверберации в помещении, а затем последующих расчетах с использованием преобразованной формулы Сэбина [23, 47, 59]:

$$\bar{\alpha}_{\text{пом}} = \frac{0,16V}{T_{\text{пом}}^f A_{\text{пом}}}, \quad (1.5)$$

где V – объем помещения, где расположено рабочее место, м³;

$T_{\text{пом}}^f$ – частотно-зависимое время реверберации, измеренное в кабине [59], с.

Пример этого решения [64] дан в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Время реверберации T и коэффициент звукопоглощения в кабине оператора

Параметр	Значения параметра в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Время реверберации T , с	0,2	0,18	0,17	0,14	0,12	0,11	0,11	0,11
Коэффициент звукопоглощения	0,15	0,16	0,17	0,21	0,25	0,27	0,27	0,27

Рассмотрим вклады звуковой вибрации и воздушной составляющей шума на рабочем месте при работе силовой установки. Изучению первого вопроса были посвящены исследования А. Е. Шашурина [64, 75]. Он доказал, что если силовая установка (например, ДВС) виброизолирована, то вклад звуковой вибрации

превалирует только на самых низких частотах (31,5; 63 и в значительно меньшей степени на 125 Гц), а начиная с частоты 250 Гц, в суммарном звуковом поле превалирует вклад воздушной составляющей (Таблица 1.6).

Таблица 1.6 – Разделенные вклады воздушного и структурного звука в кабине

Наименование пункта	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц								Уровни звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Вклад звуковой вибрации	81	70	67	56	45	37	30	31	60
Вклад воздушного шума	76	65	67	62	56	53	51	47	65

Учитывая, что при анализе спектральных составляющих практически на всех рабочих местах СЖТ шум низкочастотный (63–125 Гц) и его снижение не требуется (см. главу 2), составляющую структурного шума от ДВС на рабочих местах можно не учитывать.

Вклад воздушного шума силовой установки в звуковое поле на рабочем месте определяется экспериментально-расчетным методом. Анализ литературы показал [23, 36, 37, 47, 48, 54, 59, 64, 73], что такие расчеты проводятся с использованием метода последовательного преобразования звуковых полей, предложенного Н. И. Ивановым [23, 59, 64].

Так, расчет шума в кабине путевой машины выполняется по формуле [23]:

$$L_{\text{каб}} = L_{\text{ист}} - 10 \lg \frac{R}{r} + 10 \lg(1 - \alpha_3) - \overline{3\bar{I}}_{\text{пол}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пол}}}{A_{\text{каб}}} + 10 \lg \beta - 2 \quad (1.6)$$

где $L_{\text{ист}}$ – УЗД источника шума, дБ;

R – расстояние от подбивочного блока до пола;

$r = 1$ м;

α_3 – коэффициент звукопоглощения поверхности, на которой расположена машина;

$\overline{ЗИ}_{пол}$ – приведенная звукоизоляция пола, дБ, площадью $S_{пол}$;

β – коэффициент дифракции, показывающий затухание энергии источника по отношению к расчетной точке ($\beta = 1/3$);

$A_{каб}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения кабины, м².

Сравнение рассчитанного спектра с данными эксперимента приведено в таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Вклад воздушного шума в кабине ВПРС-500

Наименование спектра, ЗИ	Рассчитанный (или измеренный) УЗД, дБ, в октавных полосах частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Измеренный спектр шума в кабине	90	83	78	72	66	65	65	63
Рассчитанный спектр воздушного шума	74	79	76	70	68	63	62	60

Данные расчета в пределах погрешности ± 2 дБ совпадают с данными эксперимента в диапазоне частот 250–8000 Гц, в диапазоне 63–125 Гц измеренные УЗД превышают расчетные, что объясняется показанным А. Е. Шашуриным [64, 75] вкладом звуковой вибрации.

Рассмотрим пути и методы определения вкладов, составляющих воздушного и структурного шума, возникающих при движении. Ю. В. Пронников, И. В. Колесников, С. Д. Подуст, А. Н. Чукарин и И. А. Яицков в работах [34, 36, 37, 53–55, 60, 61, 62] предложили для выделения вклада составляющей структурного звука в кабинах машинистов подвижного состава использовать расчет методами энергетического баланса, традиционно применяемый для замкнутых конструкций с малым коэффициентом потерь колебательной энергии:

$$\begin{aligned}
& \delta_1 S_1 q_1 + \alpha_{13} l_{13} q_1 + \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{16} l_{16} q_1 + \alpha_{17} l_{17} q_1 = \\
& = \alpha_{31} l_{13} q_3 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{61} l_{16} q_6 + \alpha_{71} l_{17} q_7 + N k^{-1}; \\
& \delta_2 S_2 q_2 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{24} l_{24} q_2 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{26} l_{26} q_2 + \alpha_{27} l_{27} q_2 = \\
& = \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{42} l_{24} q_4 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{62} l_{26} q_6 + \alpha_{72} l_{27} q_7; \\
& \delta_3 S_3 q_3 + \alpha_{31} l_{13} q_3 + \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{35} l_{35} q_3 + \alpha_{36} l_{36} q_3 + \alpha_{37} l_{37} q_3 = \\
& = \alpha_{13} l_{13} q_1 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + \alpha_{63} l_{36} q_6 + \alpha_{73} l_{37} q_7; \\
& \delta_4 S_4 q_4 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{42} l_{24} q_4 + \alpha_{45} l_{45} q_4 + \alpha_{46} l_{46} q_4 + \alpha_{47} l_{47} q_4 = \\
& = \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{24} l_{24} q_2 + \alpha_{54} l_{45} q_5 + \alpha_{64} l_{46} q_6 + \alpha_{74} l_{47} q_7; \\
& \delta_5 S_5 q_5 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + \alpha_{54} l_{45} q_5 = \\
& = \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{35} l_{35} q_3 + \alpha_{45} l_{45} q_4; \\
& \delta_6 S_6 q_6 + \alpha_{61} l_{16} q_6 + \alpha_{62} l_{26} q_6 + \alpha_{63} l_{36} q_6 + \alpha_{64} l_{46} q_6 = \\
& = \alpha_{16} l_{16} q_1 + \alpha_{26} l_{26} q_2 + \alpha_{36} l_{36} q_3 + \alpha_{46} l_{46} q_4; \\
& \delta_7 S_7 q_7 + \alpha_{71} l_{17} q_7 + \alpha_{72} l_{27} q_7 + \alpha_{73} l_{37} q_7 + \alpha_{74} l_{47} q_7 = \\
& = \alpha_{17} l_{17} q_1 + \alpha_{27} l_{27} q_2 + \alpha_{37} l_{37} q_3 + \alpha_{47} l_{47} q_4,
\end{aligned} \tag{1.7}$$

где N – вибрационная мощность, передаваемая наиболее вибронагруженному элементу кабины, Вт;

q_i – поток вибромощности в соответствующей боковой стенке, Вт/м;

δ_i – коэффициент поглощения колебательной энергии в соответствующем элементе кабины 1/м;

α_{ij} – коэффициент передачи энергии между элементами кабины;

l_{ij} – длина линии контакта между стенками, м;

k – коэффициент ослабления передачи вибрации на пол кабины.

Описанный выше подход выглядит очень солидно, но, на наш взгляд, недостаточно проверен экспериментально; также сложным представляется получить достаточно точные значения коэффициентов излучения и коэффициентов потерь элементов ограждения кабин машиниста.

Достаточно простой расчетно-экспериментальный метод для разделения вкладов воздушной и структурной составляющих подвижного состава железнодорожного транспорта изложен в работе [76]. Он получил название по

имени автора – метод Зборальски. Эти методы в нашей стране также для подвижного состава железнодорожного транспорта развивали Г. В. Бутаков [24], Н. И. Иванов [23, 76], Г. М. Курцев [47].

При использовании метода Зборальски решение задачи разбивается на несколько расчетных или экспериментальных этапов:

- измеряется суммарный спектр шума и УЗ на рабочем месте (например, в кабине машиниста), измерения проводятся на скорости, когда на рабочем месте шум качения превалирует ($L_{нар}$);

- на стоянке проводится процедура измерения звукоизоляции ($ЗИ_i$) всех внешних элементов ограждения рабочего места (кабины), через которые проникает шум от взаимодействия колеса с рельсом (пол, потолок, стены, остекление и пр.);

- измеряются уровни звукового давления или УЗ при движении с установленной скоростью для всех элементов ограждения снаружи ($L_{нар_i}$);

- вычисляется вклад воздушного шума, проникающего через каждый элемент ограждения кабины по формуле

$$L_{каб_i}^{возд} = L_{нар_i} - ЗИ_i, \text{ дБ}; \quad (1.8)$$

- все составляющие воздушного шума, суммируются ($L_{каб}^{возд}$) энергетически, а затем метод энергетического суммирования, используется для вычисления вклада звуковой вибрации ($L_{каб}^{стр}$) из формулы

$$L_{каб} = 10 \lg \left(10^{0,1L_{каб}^{возд}} + 10^{0,1L_{каб}^{стр}} \right), \text{ дБ}. \quad (1.9)$$

Измерения и расчеты выполняются как во всех нормируемых полосах частот, так и для УЗ. Для представления полученных результатов на рисунке 1.11, показан вклад воздушного звука через различные ограждения на частоте 1000 Гц [23].

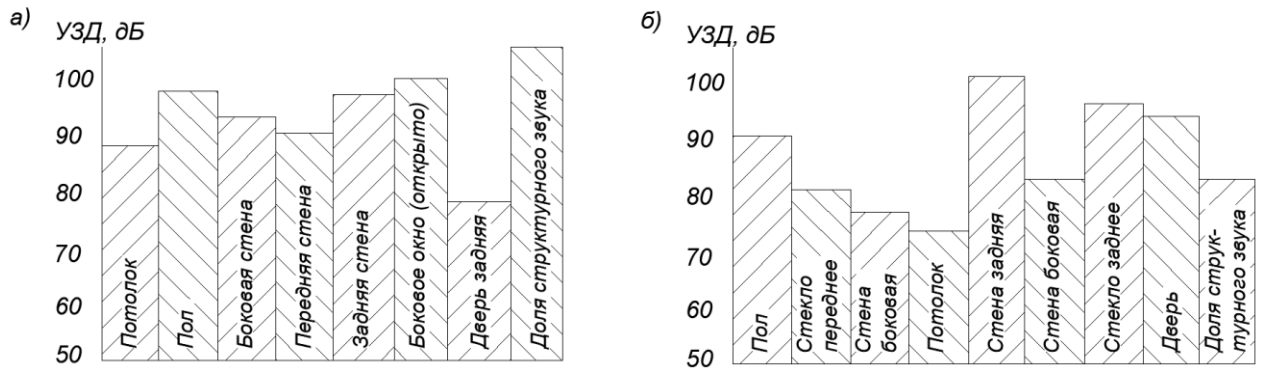


Рисунок 1.11 – Графики долей шума в кабинах путевой (а) и строительной (б) машин

Разделение вкладов по методу Зборальски требует проведения ряда экспериментов, но дает, по мнению авторов, надежные результаты.

У проанализированного метода есть определенный недостаток. Вклад шума качения зависит от скорости движения транспортного средства, т. е. для его реализации необходимо установить такую связь. Так как расчетным методом получить такие зависимости пока представляется затруднительным, отечественные специалисты воспользовались для этого экспериментальными методами [23, 36]. Предложено проводить измерения уровней звукового давления и уровней звука на рабочем месте, фиксируя значения изменения скорости (от минимальной до конструктивной). Связь измеряемых характеристик со скоростью движения выражается линейной зависимостью [23]:

$$L_{\text{изм}} = K \lg \frac{V}{V_0}, \text{ дБ (дБА)}, \quad (1.10)$$

где $L_{\text{изм}}$ – измеренный УЗД в i -й полосе частот (или УЗ);

V – установленная скорость движения, на которой производятся измерения, км/ч;

V_0 – нулевой порог скорости, за которую принимается экспериментально определенная скорость, где шум качения начинает превалировать ($V > V_0$);

K – экспериментально полученный коэффициент.

Приняв, что зависимость изменения УЗД (УЗ) от скорости имеет линейный характер, можно прогнозировать шум качения на рабочем месте для других значений скоростей движения. Таким образом, для разделения вкладов

структурной и воздушной составляющих шума качения принят метод Зборальски с использованием идеи эмпирической формулы (1.8) для определения этих вкладов в широком диапазоне скоростей движения (V_i) транспортного средства.

1.5 Снижение шума и вибрации на рабочих местах подвижного состава

Самый обширный пласт анализируемой литературы посвящен методам и средствам снижения шума и вибрации в источнике образования, на пути распространения и на рабочем месте (защищаемом объекте). Эту литературу можно разделить на две большие группы: общие проблемы шумовиброзащиты [47, 59, 64, 72, 75, 77–100, 104, 115, 118, 120, 121] и проблемы снижения шума и вибрации подвижного состава железнодорожного транспорта, в том числе в первую очередь на рабочих местах обслуживающего персонала [22–24, 26, 32, 36, 37, 41–44, 46, 49, 52, 61, 63, 65, 68–71, 74, 101, 103, 105–114, 116, 117, 119, 122].

В самом общем виде пути, методы и средства шумовиброзащиты на рабочих месте машиниста подвижного состава можно представить в виде, показанном на рисунке 1.12.

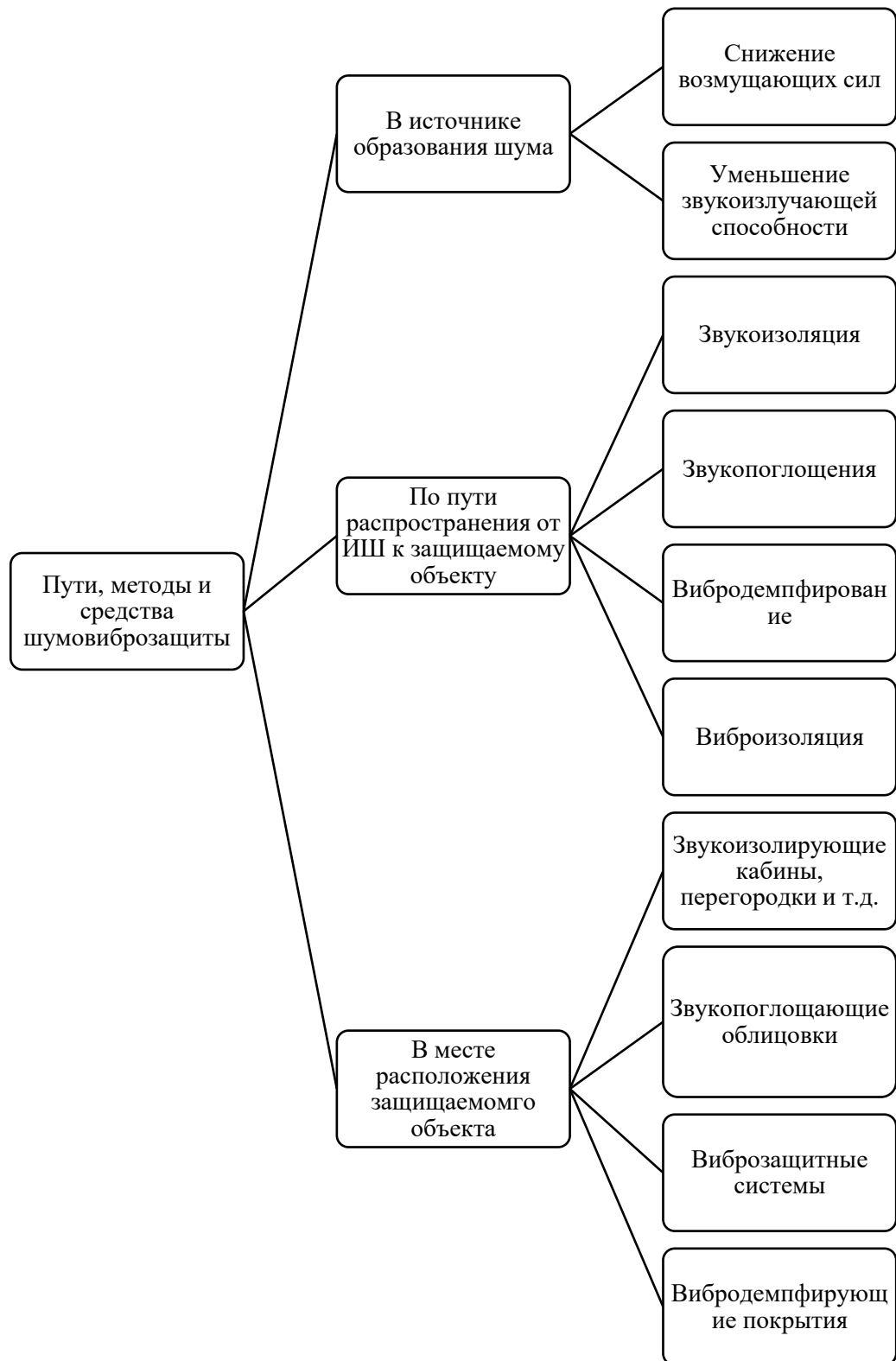


Рисунок 1.12 – Схема шумовиброзащиты

Рассмотрим накопленный опыт шумовиброзащиты применительно к подвижному составу железнодорожного транспорта.

Снижение шума в источнике. Шум и вибрация при движении возникают при взаимодействии колеса с рельсом в результате влияния динамических сил, снижение которых может достигаться или снижением скорости движения, или уменьшением шероховатости поверхности катания колеса или рельса. Снижением величины шероховатости в два раза удастся снизить шум на 6 дБА [57]. Снижение неровностей на поверхности рельса достигается его шлифованием, а колеса – обточкой поверхности катания. По имеющимся в литературе данным после работы рельсошлифовального поезда максимальное снижение шума не превышает 2–3 дБА [24, 59, 104, 105]. Вероятно, можно ожидать и столь же незначительного снижения вибрации.

Уменьшение шума путем снижения звукоизлучающей способности рельса достигается установкой специальных вибродемпфирующих накладок на рельс (Рисунок 1.13) или звукоизолирующего экрана на шейку рельса (Рисунок 1.14).



Рисунок 1.13 – Вибродемпфирующая резиновая накладка на шейку рельса

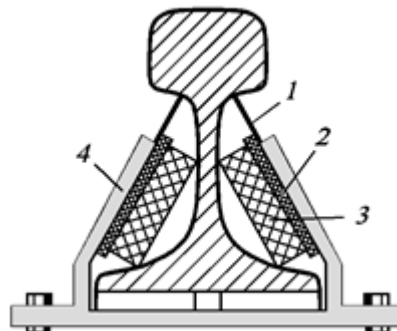


Рисунок 1.14 – Звукоизолирующий экран на шейке рельса:

- 1 – стальной профиль; 2 – вибродемпфирующее покрытие профиля;
- 3 – звукопоглощающий материал; 4 – крепление

По данным литературы [59, 104], такие меры позволяют снизить шум всего на 1–3 дБА. При этом сами по себе они являются чрезвычайно дорогостоящим

мероприятием. Вопрос снижения шума качения в источнике из-за низкой эффективности нами в работе не рассматривается.

Снижение шума на пути распространения и на рабочем месте. По данным литературы [23, 36, 37, 59, 103, 104, 112, 113], при разработке шумозащиты на рабочих местах и на пути распространения реализуются методы звукоизоляции, звукопоглощения и вибродемпфирования.

Наиболее эффективной и достаточно универсальной мерой является *звукоизоляция* [23, 36, 37, 59, 104]. Для внутренних и внешних ограждающих конструкций подвижного состава используется многослойная, а для особо ответственных конструкций – многослойная двойная звукоизоляция, пример конструктивного исполнения которой можно увидеть на рисунке 1.15.

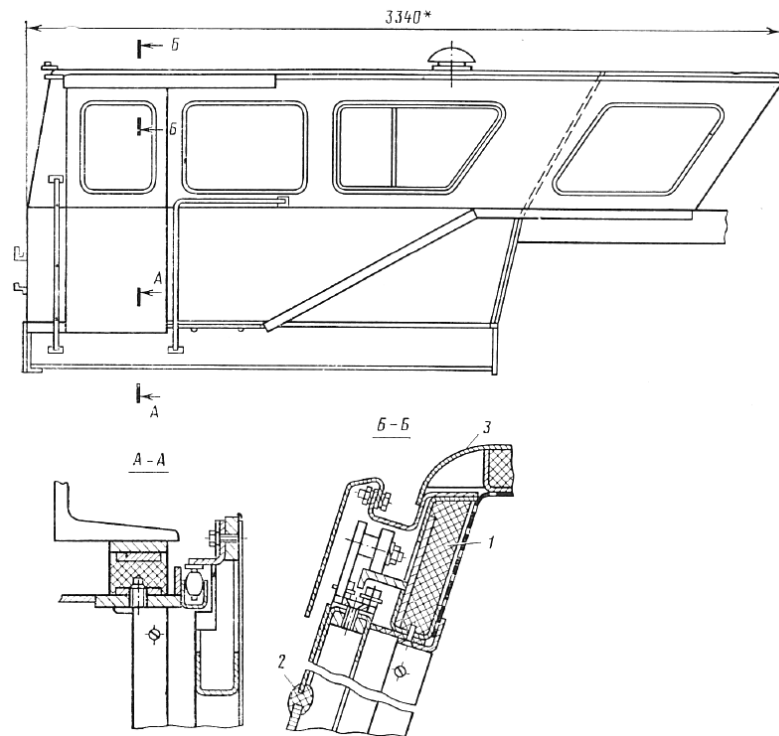


Рисунок 1.15 – Кабина операторов ВПРС-500:

1 – маты из капронового волокна ВТ-4с, $\delta = 25$ мм;

2 – резиновое уплотнение; 3 – обшивка

Полученные измерениями значения эффективности такой звукоизоляции приведены в таблице 1.8.

Таблица 1.8 – Снижение шума звукоизолирующими кабинами на ПМ

Марка машины	Снижение УЗ, дБА	Снижение УЗД, дБ, в октавных полосах частот, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ЩОМ-4	27	8	10	12	16	22	22	25	29
СМ-4	26	12	20	17	20	22	24	25	26
ВПО-3000	17	15	10	11	18	23	20	22	29

Получено, что снижение УЗД применением звукоизоляции составляет от 8–15 до 26–29 дБ в широком диапазоне частот (УЗ до 27 дБА), что позволяет назвать звукоизоляцию *основным направлением шумозащиты подвижного состава железнодорожного транспорта*.

Звукопоглощение, по данным расчетов и экспериментов [23, 59, 111, 112], обеспечивает дополнительное снижение УЗ на рабочем месте не более 2–3 дБА, что позволяет считать эту меру дополнительной в системе шумозащиты.

Вибропоглощение предназначено для снижения звукоизлучения в составе ограждающих металлических конструкций [23, 59, 120]. На рисунке 1.16 приведены примеры вибродемпфирования (в/д) в составе звукоизолирующих конструкций.



Рисунок 1.16 – Схемы звукоизоляции с наличием вибродемпфирующих конструкций:

- 1 – металлические ограждение; 2 – вибродемпфирующее покрытие;
3 – звукопоглощающий материал; 4 – перфорированное покрытие;
5 – воздушный промежуток; 6 – неметаллическая часть ограждения

К сожалению, в проанализированной литературе не содержится данных ни о составе и размерах в/д покрытий, ни о снижении УЗД излучаемого шума. Выбор в/д покрытия для снижения структурной составляющей шума на рабочих местах (в кабинах машиниста) и эффект от его применения предстоит исследовать.

Снижение вибрации на рабочем месте. Анализ литературы [23, 43, 68, 69, 70] выявил, что основным способом снижения вибрации, действующей при движении на машиниста и др. обслуживающий персонал, является установка на рабочих местах эффективных виброзащитных сидений.

Сиденья для снижения вибрации, устанавливаемые на рабочее место машиниста и др. персонала подвижного состава специализированного транспорта, должны иметь [23]:

– виброизолирующий элемент, обеспечивающий низкую частоту собственных колебаний (f_c)

$$f_c = \frac{5}{\sqrt{x}}, \text{ Гц} \quad (1.11)$$

где x – статический прогиб виброизолятора под действием веса машиниста, см;

– демпфирующее устройство, обеспечивающее снижение экстремального вибрационного воздействия, когда частота f_c совпадает с частотой вынужденных колебаний (f_v):

– направляющий механизм, примеры которого из [23] показаны на рисунке 1.17;

– ограничивающий упор.

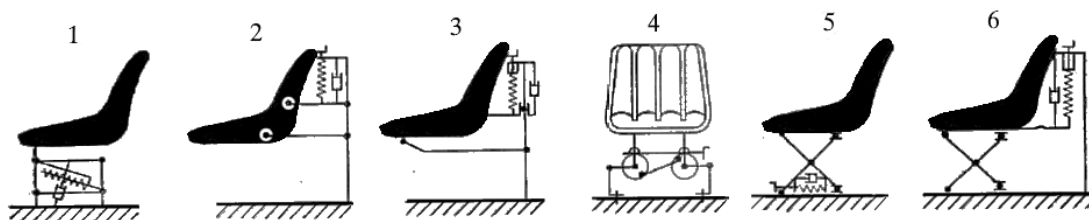


Рисунок 1.17 – Направляющие механизмы виброзащитных сидений: 1, 2 – параллелограммы с нижним (1) и задним (2) расположением направляющего механизма; 3 – рычажно-роликовые; 4 – рычажные двухторсионные; 5, 6 – типа «ножницы»

Эффективность виброизоляции может быть приближенно определена по формуле [59]:

$$\Delta \text{ВИ} = 20 \lg \frac{f_B}{f_c}, \text{ дБ.} \quad (1.12)$$

Конструкция сиденья, а также параметры виброизоляторов и др. устройств, должны выбираться в зависимости от двух параметров:

- минимальное значение f_B ;
- требуемое снижение вибрации.

Специфика работы СЖТ требует разработки конструкции специализированного виброзащитного сиденья машиниста.

1.6 Постановка задачи исследования

Обзор состояния вопроса позволил выделить основные задачи исследования:

1. Изучить спектральный состав повышенных шума и вибрации на рабочих местах СЖТ в сравнении с нормами шума и вибрации с целью получения численных значений требований по снижению шума и вибрации до нормативных параметров.

2. Выявить общие закономерности процессов шумообразования на рабочих местах обеих машин.

3. Разработать расчетные схемы и математические модели, описывающие вклад составляющих воздушного шума на рабочих местах СЖТ от внутренних источников шума, с целью разработки методики прогнозирования воздушного шума на рабочих местах.

4. Изучить характер шумообразования от внешних источников (шум качения) и получить эмпирические поправки с целью выполнения расчетов шума на рабочих местах СЖТ.

5. Изучить опытно-расчетным путем акустические свойства помещений (кабины машиниста, пассажирские салоны и пр.) исследуемых машин с целью определения возможности снижения шума увеличением их звукопоглощающих свойств.

6. Выявить звукоизолирующие свойства внутренних (перегородки, капот) и внешних (пол, остекление, боковые и др. стены и пр.) ограждающих конструкций с целью снижения шума путем разработки эффективной звукоизоляции.

7. Выполнить экспериментальные исследования шума качения на рабочих местах с целью выявить основные каналы проникновения воздушного звука, изучить процесс образования структурного звука, разделить эти составляющие и определить требования по звукоизоляции и вибродемпфированию ограждающих конструкций.

8. Представить основные методики проведения экспериментальных исследований (определение звукоизоляции ограждающих конструкций; измерение и расчет вклада шума, проникающего через различные ограждения; измерение времени реверберации в рабочих помещениях и получение среднего коэффициента звукопоглощения и др.).

9. Разработать рекомендации по снижению воздушного шума и звуковой вибрации, а также конструкции (внутренние и внешние звукоизолирующие ограждения, в составе которых применяются выбранные вибродемпфирующие покрытия), обеспечивающие снижение шума на рабочих местах СЖТ до установленных требований.

10. Разработать конструкцию виброзащитного сиденья машиниста, обеспечивающего снижение общей вибрации в кабине, возникающей при движении, до нормы и выполнить расчет его эффективности.

11. Выполнить проверку и апробацию предложенных решений.

Глава 2. АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ И РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА И ВИБРАЦИИ НА РАБОЧИХ МЕСТАХ СЖТ

2.1 Нормирование шума и вибрации

2.1.1 Нормирование вибрации

Нормирование (общей и локальной) вибрации на рабочих местах в транспортных средствах, самоходных и прицепных машинах при движении представлено в таблице 2.1 [38].

Таблица 2.1 – Предельно допустимые значения и уровни производственной вибрации

Вид вибрации	Категория вибрации	Направление действия	Фильтр частотной коррекции	Эквивалентные корректированные уровни виброускорения	
				м/с ²	дБ
Локальная	-	$X_{л}, Y_{л}, Z_{л}$	W_h	2,0	126
Общая	Транспортная вибрация на рабочих местах в транспортных средствах, самоходных и прицепных машинах при движении	Z_o	W_k	0,56	115
		X_o, Y_o	W_d	0,40	112

Машинист подвергается воздействию вибраций в самом неблагоприятном частотном диапазоне, поскольку резонансные частоты колебаний человеческого тела в вертикальном направлении положении стоя находятся в пределах 1–15 Гц, а в положении сидя резонанс возникает на частотах 4–6 Гц [17].

Таким образом, приведенный в таблице 2.1 интегральный показатель не отображает особенности воздействия вибрации на машинистов и др. работников подвижного состава, поэтому дополнительно с целью получения более достоверной информации следует использовать такие нормы вибрации, как СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [12, 102], имеющие частотный характер.

2.1.2 Нормы шума

Уровни шума в салоне и в служебном помещении моторвагонного подвижного состава должны соответствовать требованиям, приведенным в таблице 2.2 [38].

Таблица 2.2 – Предельно допустимые уровни звука и звукового давления в октавных полосах частот на рабочих местах СЖТ

Место измерения шума	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Кабины локомотивов и специального самоходного подвижного состава	99	95	87	82	78	75	73	71	69	80
Кабины моторвагонного подвижного состава	99	91	83	77	73	70	68	66	64	75
В салоне и служебном помещении моторвагонного подвижного состава										

2.2 Анализ уровней шума на рабочих местах и определение требований к снижению шума

2.2.1 Автомотриса

В ходе настоящего исследования были выполнены измерения уровней звукового давления, а также максимальных и эквивалентных уровней звука на двух основных режимах работы: максимальные обороты двигателя и движение автомотрисы со скоростью 70 км/ч. Измерения проводились на основных рабочих местах: кабины машиниста I и II; пассажирский салон, где располагаются рабочий персонал, доставляемый к месту работ.

Данные измерений сведены в таблицу 2.3, результаты сравнения данных измерений с допустимыми нормами [38] представлены на рисунках 2.1–2.3. Значения превышений УЗ и УЗД в кабине машиниста приведены в таблице 2.4.

Из анализа данных, приведенных на рисунках 2.1–2.3 и в таблице 2.4, можно сделать следующие выводы относительно требований к снижению шума на рабочих местах автомотрисы:

- уровни звукового давления практически находятся в норме на самых низких частотах в диапазоне 31,5–63 Гц, а на частоте 125 Гц превышение незначительно (от 2 до 5 дБ), т. е. шум в частотном диапазоне 31,5–125 Гц может не рассматриваться с точки зрения требований шумозащиты;

- наибольшие превышения (от 5 до 23 дБ) отмечены в частотном диапазоне 250–8000 Гц, и на это обстоятельство необходимо обратить внимание при разработке шумозащиты;

- превышение эквивалентных уровней звука на всех рабочих местах при двух основных режимах работы лежат в пределах от 18 до 24 дБА, т. е. по субъективному ощущению громкости превышение примерно в 3,5–5 раз;

- превышение максимальных УЗ существенно меньше: от 5 до 14 дБА;

- наибольший шум зарегистрирован в кабине машиниста I, расположенной рядом с машинным отделением;

Таблица 2.3 – Результаты измерений УЗД, дБ, и УЗ, дБА, на основных рабочих местах автомотрисы АСГ-30П

Точки измерений	Режим работы	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц									Эквивалентный УЗ, дБА	Максимальный УЗ, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Кабина машиниста I	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	95	94	90	93	91	92	92	82	77	98	102
	Движение со скоростью 70 км/ч	100	96	92	99	98	98	95	85	78	104	109
Кабина машиниста II	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	92	90	87	88	90	88	88	79	74	94	100
	Движение со скоростью 70 км/ч	97	93	89	95	96	93	93	80	76	100	107
Рабочее место в пассажирском салоне (усреднение)	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	93	92	89	90	89	90	89	81	75	96	101
	Движение со скоростью 70 км/ч	95	94	91	96	94	93	91	83	76	101	107

Таблица 2.4 – Значения превышений УЗД, дБ, и УЗ, дБА, на основных рабочих местах автомотрисы АСГ-30П

Точки измерений	Режим работы	Превышение УЗД, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц									Эквивалент- ный УЗ, дБА	Максима- льный УЗ, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Кабина машиниста I	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	-	-	3	11	13	17	19	11	8	18	7
	Движение со скоростью 70 км/ч	-	1	5	17	20	23	22	14	9	24	14
Кабина машиниста II	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	-	-	-	6	12	13	15	8	5	14	5
	Движение со скоростью 70 км/ч	-	-	2	13	18	18	20	9	7	20	4
Рабочее место в пассажирском салоне (усреднение)	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	-	-	2	8	11	15	16	10	6	16	6
	Движение со скоростью 70 км/ч	-	-	4	14	16	18	18	12	7	21	12

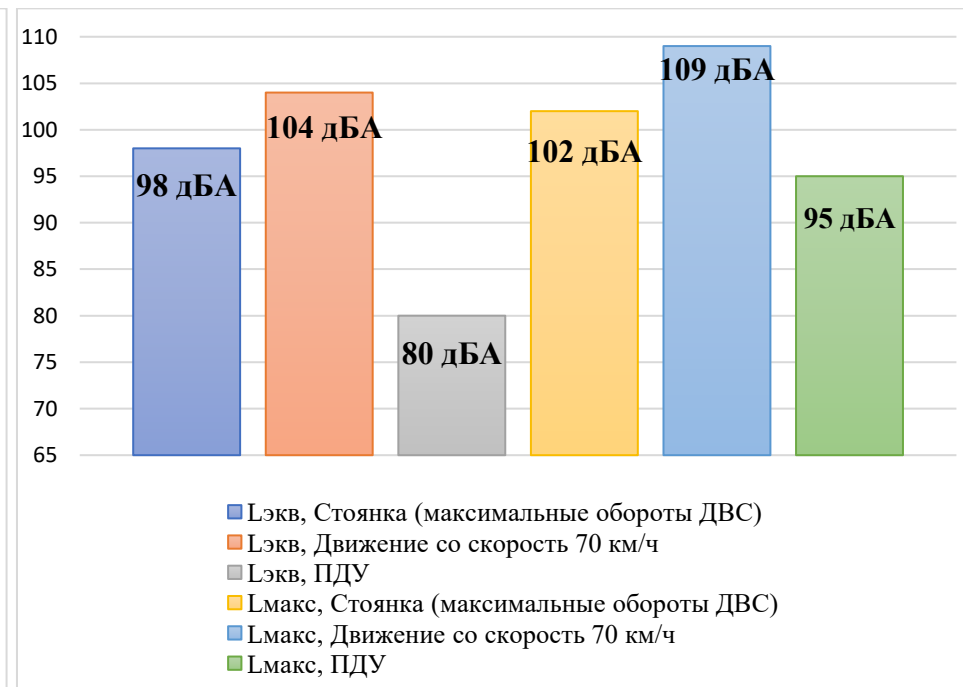
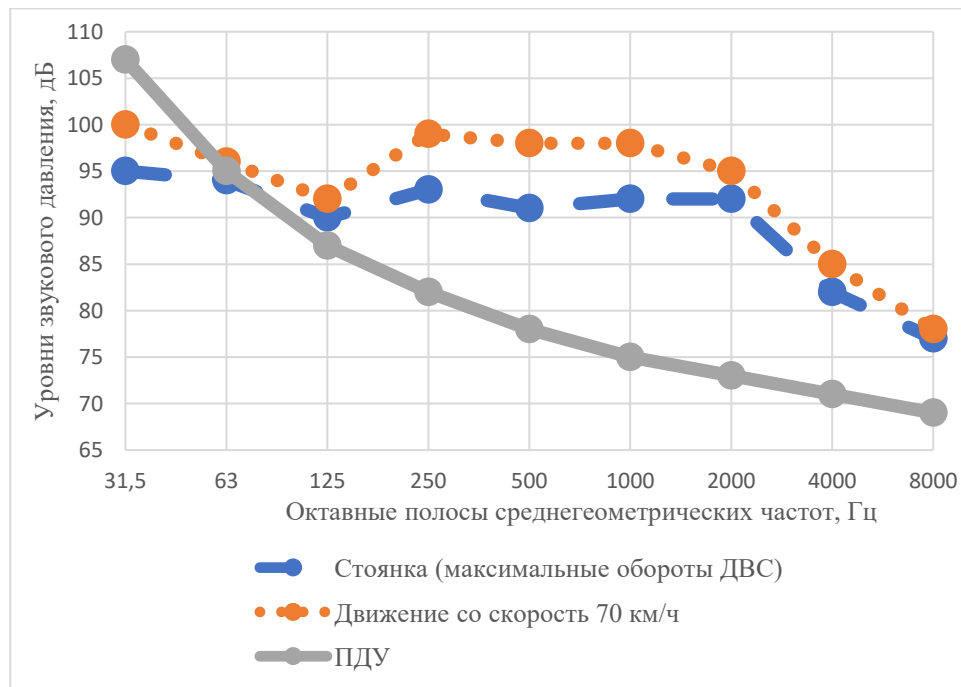


Рисунок 2.1 – Данные измерений шума в кабине машиниста I в сравнении с нормами

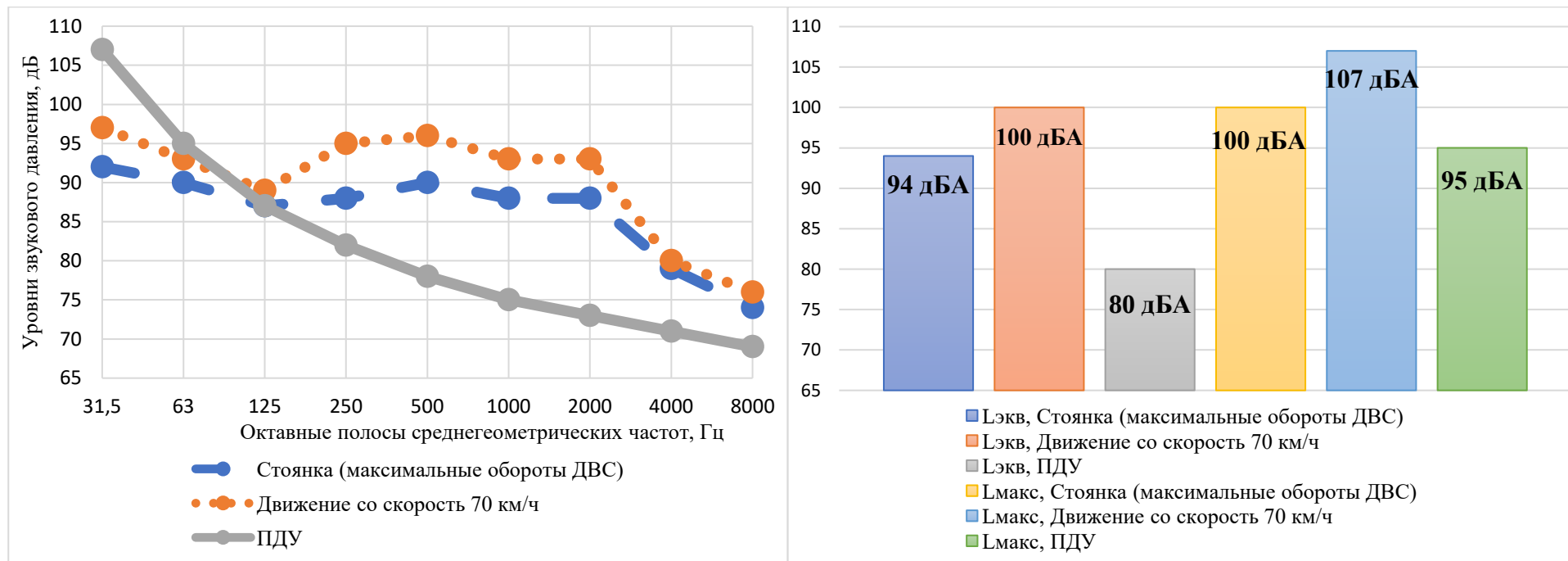


Рисунок 2.2 – Данные измерений шума в кабине машиниста II в сравнении с нормами

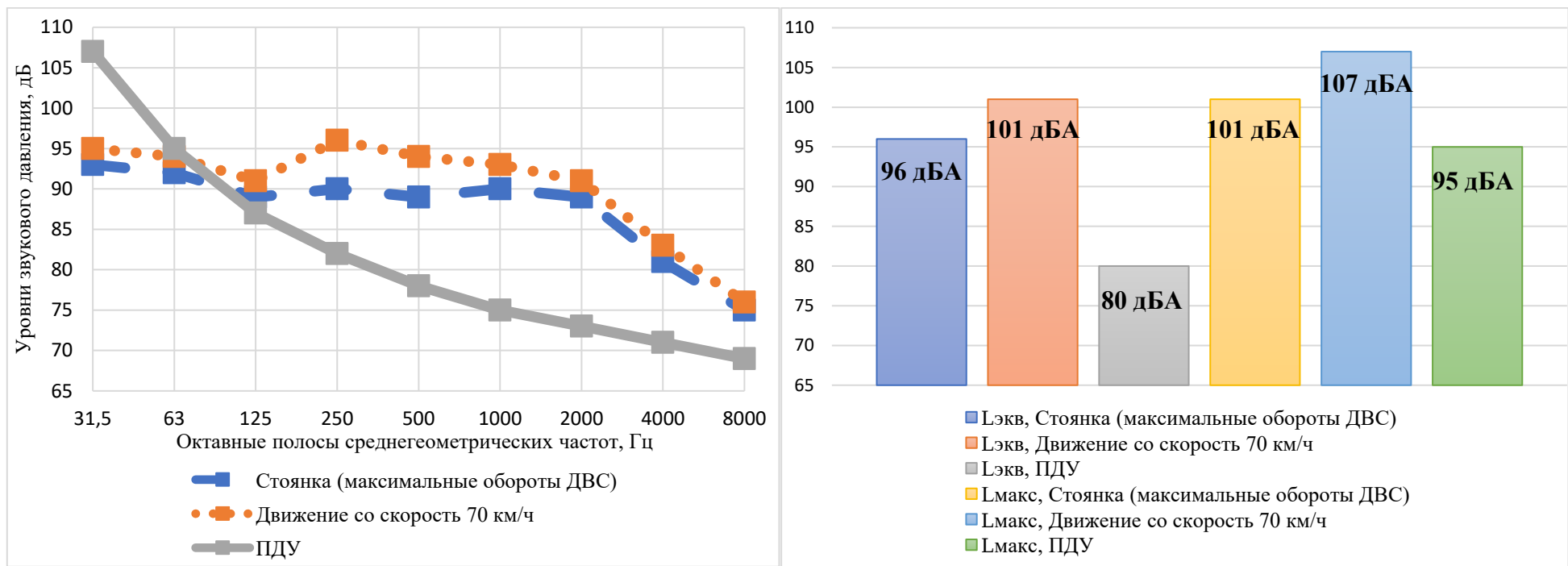


Рисунок 2.3 – Данные измерений шума на рабочем месте в пассажирском салоне в сравнении с нормами

– вклад шума качения на всех рабочих местах в средне- и высокочастотном диапазоне 250–2000 Гц, на 3–7 дБ превышает долю шума двигателя внутреннего сгорания, т. е. при разработке рекомендаций по шумозащите необходимо предусмотреть снижение шума от обоих источников.

2.2.2 Автодрезина

В ходе исследования второго объекта были выполнены измерения уровней звукового давления, а также максимальных и эквивалентных уровней звука на трех рабочих местах (кабины машиниста I и II, и пассажирский салон) при двух основных режимах работы: максимальные обороты ДВС (стоянка) и движение со скоростью $V = 60$ км/ч. Данные измерений сведены в таблицу 2.5. Сравнение полученных данных с допустимыми нормами показано на рисунках 2.4–2.6. Значения превышений УЗД и УЗ на рабочих местах автодрезины приведены в таблице 2.6.

Из анализа данных таблицы 2.7 и рисунков 2.4–2.6, можно сделать следующие выводы относительно требований по шумозащите на рабочих местах автодрезины:

- уровни звукового давления на самых низких частотах в диапазоне 31,5 – 63 Гц, как и на частоте 8000 Гц, находятся в норме.
- заметные превышения на величину от 8 до 16 дБ имеются в диапазоне частот 250–2000 Гц;
- превышение эквивалентных уровней звука составило от 10 до 18 дБА, превышение максимальных уровней звука в диапазоне от 5 до 12 дБА;
- шум на рабочих местах автодрезины заметно (до 6 дБА) ниже, чем шум на рабочих местах автомотрисы;
- наибольший шум зарегистрирован на рабочем месте машиниста в кабине I, где расположен двигатель внутреннего сгорания, закрытый малоэффективным капотом (данные по эффективности капота будут приведены ниже);
- шум в пассажирском салоне и в кабине машиниста II несколько (до 2–3 дБА) ниже, чем в кабине I;

Таблица 2.5 – Данные измерений шума на основных рабочих местах автодрезины

Точки измерений	Режим работы	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц									Эквивалентный УЗ, дБА	Максимальный УЗ, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Кабина машиниста I	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	107	95	87	82	78	75	73	71	69	95	103
	Движение со скоростью 60 км/ч	94	90	91	95	93	98	89	75	69	98	107
Кабина машиниста II	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	90	90	88	90	89	93	83	69	60	92	101
	Движение со скоростью 60 км/ч	93	91	90	93	90	95	86	73	62	97	105
Рабочее место в пассажирском салоне (усреднение)	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	91	88	88	91	91	92	82	58	60	93	100
	Движение со скоростью 60 км/ч	92	90	90	92	92	94	83	71	61	96	102

Таблица 2.6 – Значения превышений УЗД, дБ, и УЗ, дБА, на основных рабочих местах автодрезины

Основные рабочие места	Режим работы	Превышения УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный УЗ, дБА	Максимальный УЗ, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Кабина машиниста I	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	-	-	3	9	12	10	11	-	-	15	8
	Движение со скоростью 60 км/ч	-	-	4	13	15	13	16	4	1	18	12
Кабина машиниста II	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	-	-	1	8	11	8	10	-	-	12	6
	Движение со скоростью 60 км/ч	-	-	3	11	12	10	13	2	-	17	10
Рабочее место в пассажирском салоне (усреднение)	Стоянка (максимальные обороты ДВС)	-	-	1	8	13	7	9	0	-	13	5
	Движение со скоростью 60 км/ч	-	-	3	10	14	9	10	1	-	16	7

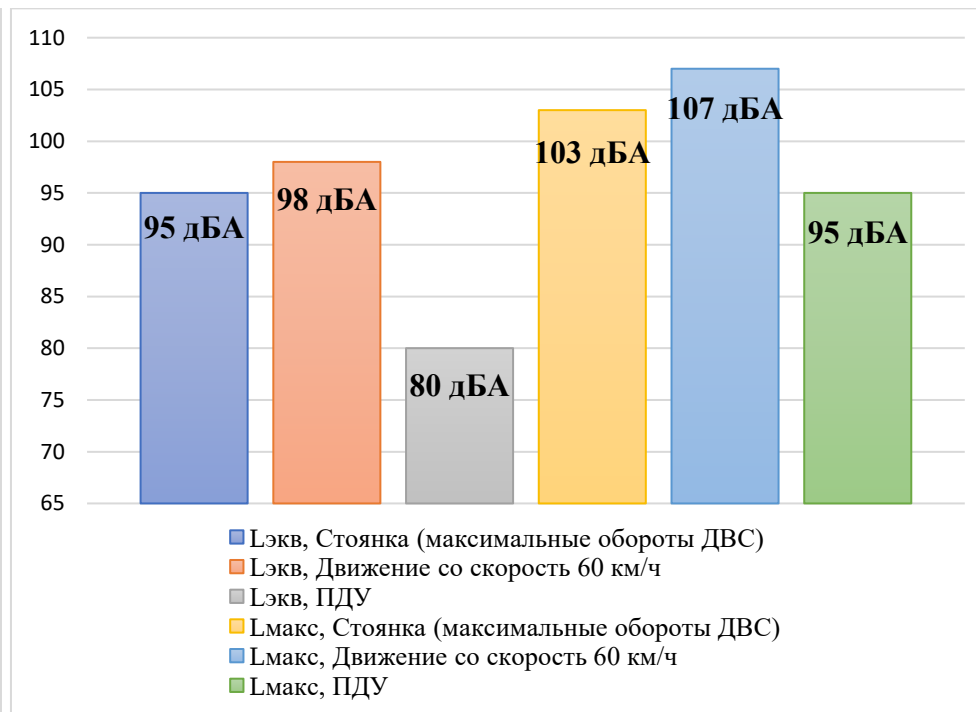
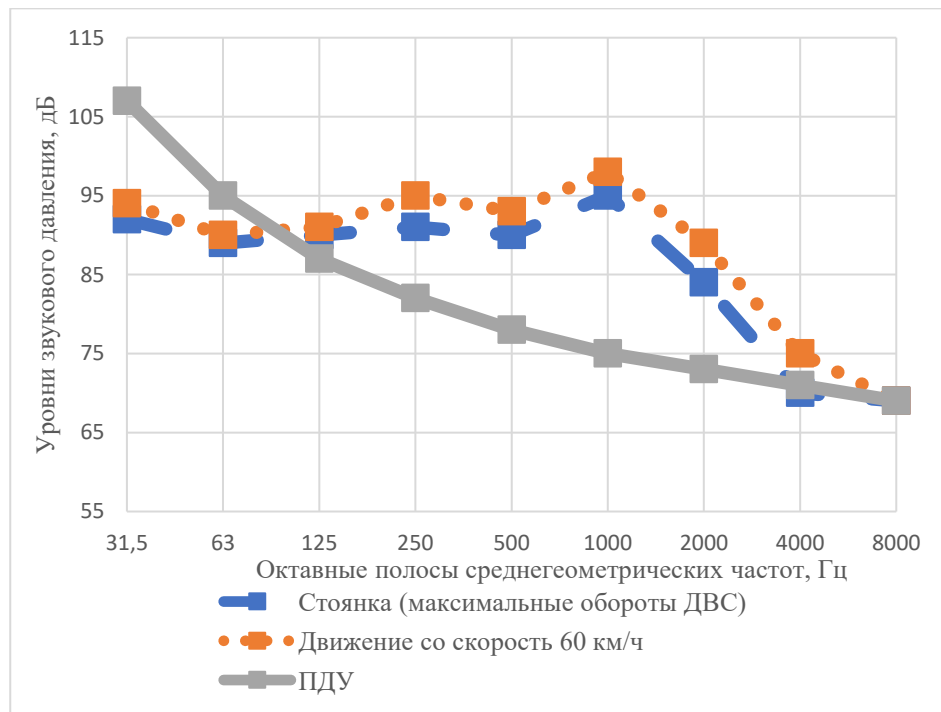


Рисунок 2.4 – Данные измерений шума в кабине машиниста I в сравнении с нормами

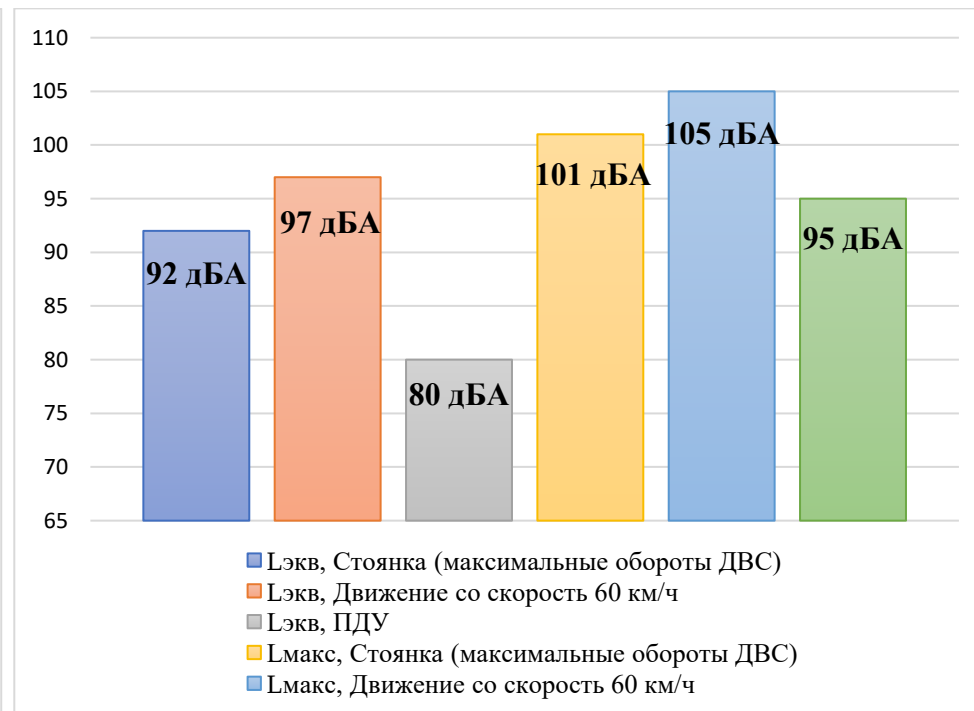
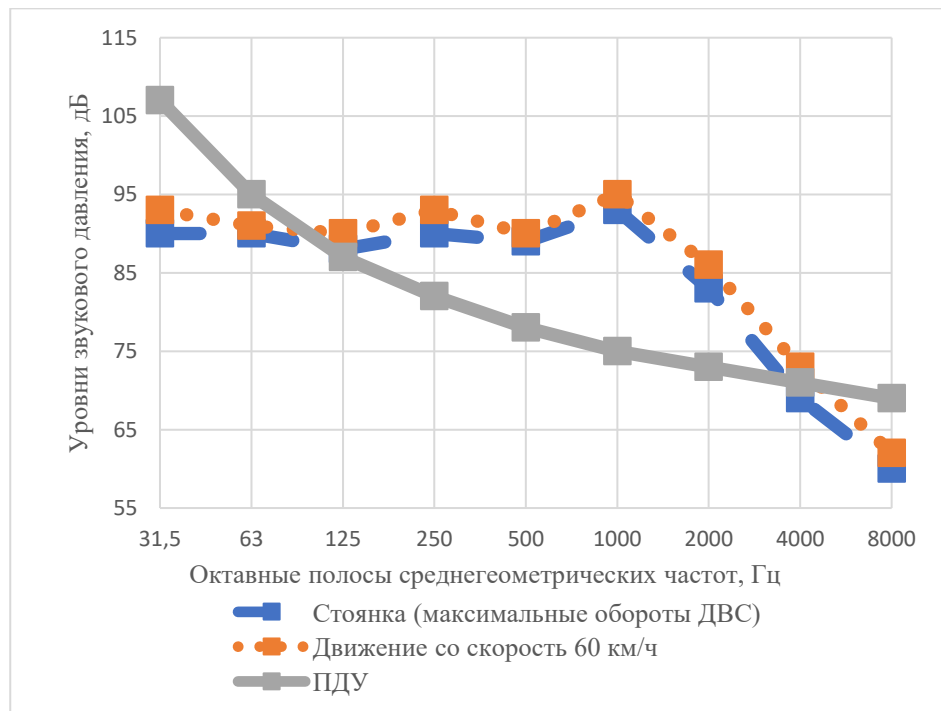


Рисунок 2.5 – Данные измерений шума в кабине машиниста II в сравнении с нормами

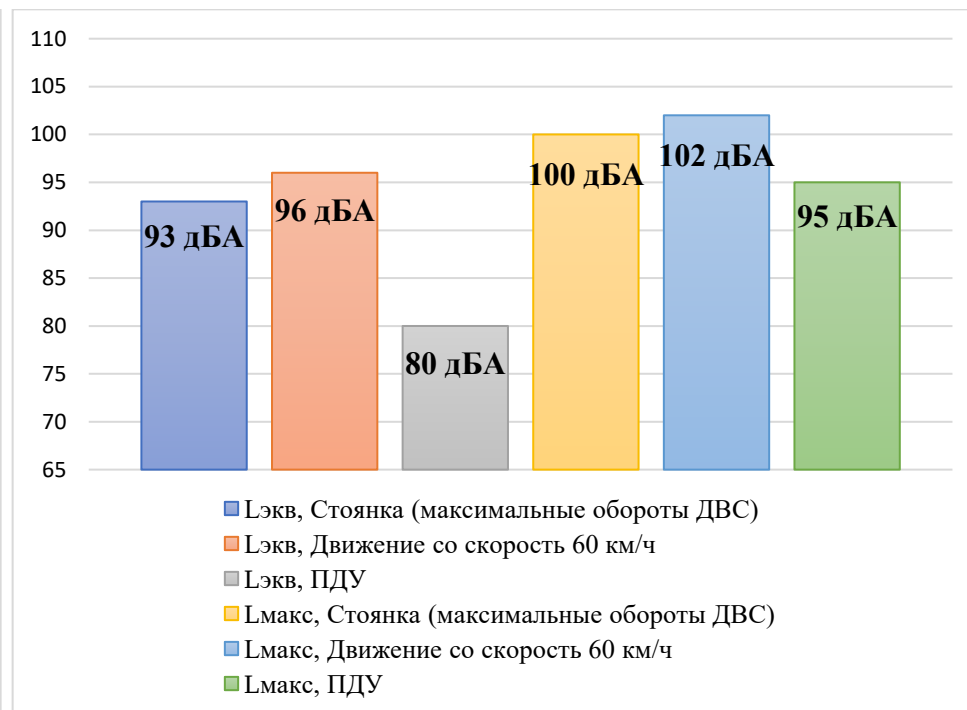
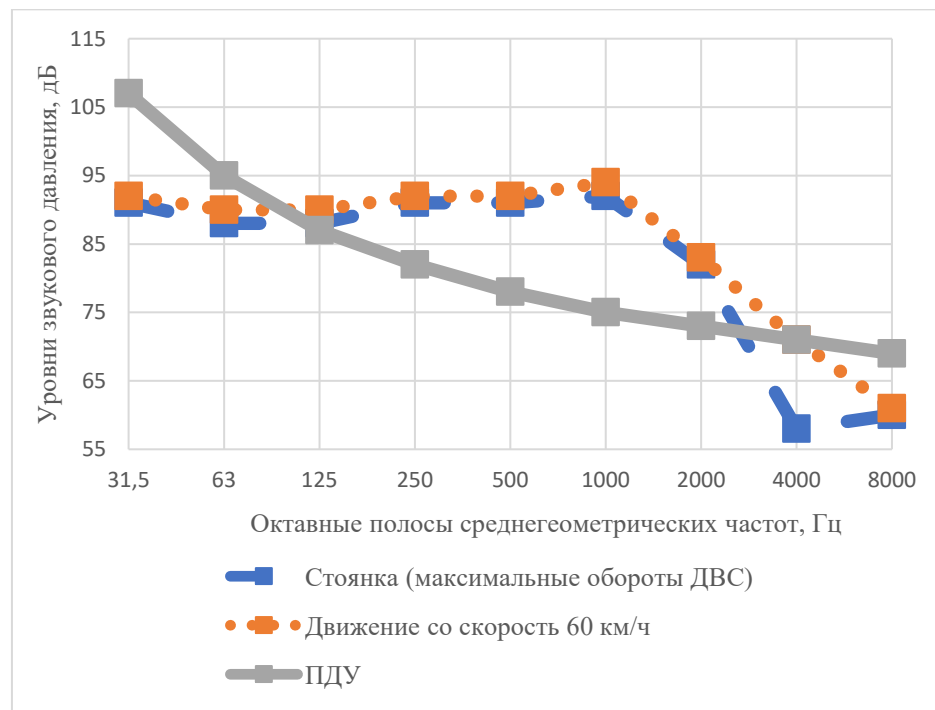


Рисунок 2.6 – Данные измерений шума на рабочем месте в пассажирском салоне в сравнении с нормами

– при рассмотрении превышения УЗД и УЗ в различных режимах работы отмечаем, что превышения зарегистрированы в обоих выбранных для рассмотрения режимах работы: при этом, например, в кабине I УЗД при стоянке превышают нормы в диапазоне частот 250–2000 Гц на 9–12 дБ (15 дБА), при движении на 13–16 дБ (18 дБА).

2.3 Анализ общей вибрации на рабочих местах и определение требований к виброзащите

Предварительными измерениями вибрации, было установлено, что параметры общей вибрации, измеренные на сиденье и на полу в кабине машиниста обеих машин, достаточно близки друг к другу (отклонение в пределах 3 дБ), поэтому было принято решение не приводить эти значения отдельно по кабинам для каждой машины, а дать усредненные значения, для которых и определять требования к виброзащите.

Полученные измерениями усредненные значения общей вибрации (уровни виброскорости), а также допустимые нормы [12] приведены в таблице 2.7. Режим, на котором измерялись уровни вибрации: передвижение СЖТ со скоростью 2/3 от конструкционной.

Таблица 2.7 – Максимальные и минимальные уровни вибраций, полученные в ходе измерений, дБ

Место измерения	Измеренные усредненные значения уровней виброскорости, дБ, в октавных полосах частот, Гц					
	2	4	8	16	31,5	63
Норма общей вибрации (СН)	117	108	102	101	101	101
На сиденье машиниста	117	116	114	112	108	106
Превышение	-	8	12	11	7	5
На полу в салоне	117	119	115	112	109	105
Превышение	-	11	13	11	8	4

Необходимость использования здесь СН 2.2.4/2.1.8.562-96 [102] вместо СанПиН 1.2.3685-21 [38] обусловлена тем, что в первых даны допустимые уровни виброскорости в октавных полосах частот: это позволяет не только получить более подробную информацию о вибрационном воздействии, но и узнать низшие значения частот вынужденных колебаний (f_v), которые необходимы для выполнения расчета эффективности виброзащитного сиденья при измерениях интегральных уровней виброускорения и сравнения с нормами (см. таблицу 2.1). Также в ходе измерений зарегистрированы превышения общей вибрации в вертикальном направлении на 5–9 дБ.

Из анализа данных в таблице 2.7 можно сделать следующие выводы:

- общая вибрация как на полу, так и на сиденье машиниста превышает нормы во всем нормируемом диапазоне за исключением частоты 2 Гц;
- на сиденье машиниста отмечается превышение норм на 5–12 дБ в диапазоне частот 4–63 Гц;
- на полу превышение общей вибрации составляет 4–13 дБ в диапазоне частот 4–63 Гц;
- самая низкая частота вынужденных колебаний, на которую должна рассчитываться виброзащита, составляет 4 Гц.

Выводы по главе

1. Анализ характеристик шума на рабочих местах автомотрисы показал: уровни звукового давления практически находятся в норме на самых низких частотах в диапазоне 31,5–63 Гц, а на частоте 125 Гц превышение незначительно (от 2 до 5 дБ), т. е. шум в частотном диапазоне 31,5–125 Гц может не рассматриваться с точки зрения требований шумозащиты; наибольшие превышения (от 5 до 23 дБ) отмечены в частотном диапазоне 250–8000 Гц, и на это обстоятельство необходимо обратить внимание при разработке шумозащиты; превышение эквивалентных уровней звука на всех рабочих местах при двух основных режимах работы лежат в пределах от 18 до 24 дБА, т. е. по субъективному ощущению превышение громкости

примерно в 3,5–5 раз; превышение максимальных УЗ существенно меньше: от 5 до 14 дБА; наибольший шум зарегистрирован в кабине машиниста I, расположенной рядом с машинным отделением; вклад шума качения на всех рабочих местах в средне- и высокочастотном диапазоне 250–2000 Гц на 3–7 дБ превышает долю шума двигателя внутреннего сгорания, т. е. при разработке рекомендаций по шумозащите необходимо предусмотреть снижение шума от обоих источников.

2. Анализ характеристик шума на рабочих местах автодрезины показал: уровни звукового давления на самых низких частотах в диапазоне 31,5–63 Гц, как и на частоте 8000 Гц, находятся в норме; заметные превышения на величину от 8 до 16 дБ имеются в диапазоне частот 250–2000 Гц; превышение эквивалентных уровней звука составило от 10 до 18 дБА, превышение максимальных уровней звука в диапазоне от 5 до 12 дБА; шум на рабочих местах автодрезины заметно (до 6 дБА) ниже, чем шум на рабочих местах автомотрисы; наибольший шум зарегистрирован на рабочем месте машиниста в кабине I, в которой расположен двигатель внутреннего сгорания, закрытый малоэффективным капотом (данные по эффективности капота будут приведены ниже); шум в пассажирском салоне и в кабине машиниста II несколько (до 2–3 дБА) ниже, чем в кабине I; при рассмотрении превышения УЗД и УЗ в различных режимах работы отмечаем, что превышения зарегистрированы в обоих выбранных для рассмотрения режимах работы: при этом, например, в кабине I УЗД при стоянке превышают нормы в диапазоне частот 250–2000 Гц на 9–12 дБ (15 дБА), при движении на 13–16 дБ (18 дБА).

3. Отмечено превышение вибрации на полу кабины машиниста, составившее 4–13 дБ в диапазоне частот 4–63 Гц; при этом сиденье не снижает вибрацию до нормы, так как на сиденье отмечены превышения от 5 до 12 дБ в том же частотном диапазоне, значение самой низкой частоты вынужденных колебаний, на которую должна рассчитываться виброзащита машиниста, составляет 4 Гц.

Глава 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ШУМООБРАЗОВАНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ШУМА НА РАБОЧИХ МЕСТАХ СЖТ

3.1 Схема процесса шумообразования на рабочих местах исследуемых машин

Характер процессов шумообразования идентичен для обоих исследуемых объектов, поэтому опишем его в обобщенном виде. Основными источниками шумообразования на рабочих местах являются источники механического шума:

- корпус двигателя внутреннего сгорания (ДВС);
- пара «колесо – рельс», которая в процессе взаимодействия генерирует шум, называемый шумом качения.

Схематически основные источники шума и процессы шумообразования представлены на рисунке 3.1.

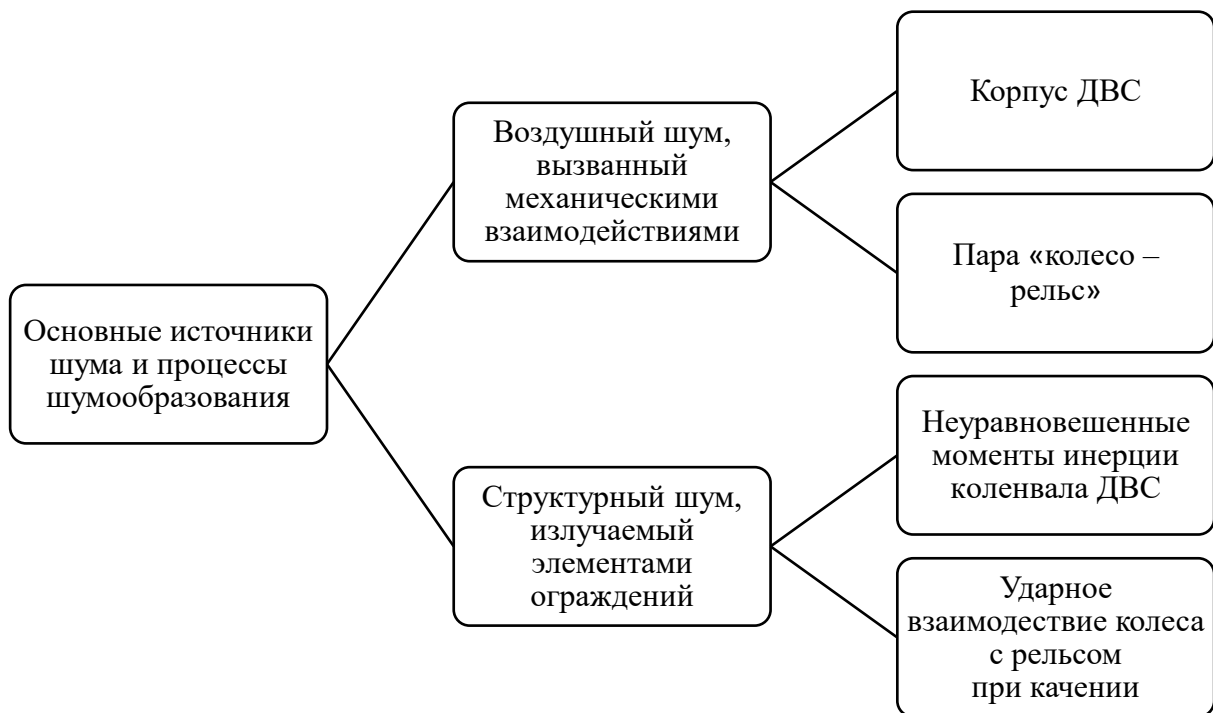


Рисунок 3.1 – Схема основных источников шума и процессов шумообразования

Каждый из указанных источников генерирует две составляющие: воздушную и структурную.

Вклад воздушного звука на рабочих местах зависит от акустической мощности источника шума, звукоизолирующей способности внутренних ограждений (например, перегородки между кабиной и ДВС) и внешних (в основном пол, а также остекление и стены) ограждающих конструкций и от акустических свойств исследуемых помещений (времени реверберации, эквивалентной площади звукопоглощения, среднего коэффициента звукопоглощения).

Последующими задачами исследования, изложенными в настоящем разделе, являются разделение вклада источников шумообразования, разработка методики расчета, а также экспериментальная проверка её корректности.

3.2 Расчет вклада воздушного шума ДВС на рабочих местах и в пассажирских салонах СЖТ

3.2.1 Общие положения

Прогнозирование шума выполняется с использованием метода последовательного преобразования звуковых полей [59], при реализации которого применяется следующий алгоритм:

$$I_{PT} = W_{ист} \rightarrow I_1 \rightarrow W_1 \rightarrow I_2 \rightarrow W_2 \rightarrow I_n \rightarrow W_n \rightarrow I_{PT}, \quad (3.1)$$

где $W_{ист}$ – акустическая мощность источника шума, Вт;

I_1, W_1, I_n, W_n – соответственно выражения для интенсивности и звуковой мощности при каждом изменении характера звукового поля, вызванного изменением удельного акустического сопротивления среды (звукопоглощением, отражением звука, дивергенцией, дифракцией и т. д.);

I_{PT} – интенсивность звука в расчетной точке (РТ), Вт/м².

Обязательными условиями для использования предложенного метода являются:

– составление расчетной схемы;

– составление перечня условий и допущений, при которых будут выполняться преобразования.

3.2.2 Служебно-грузовая автомотриса

Расчетная схема для служебно-грузовой автомотрисы представлена на рисунке 3.2.

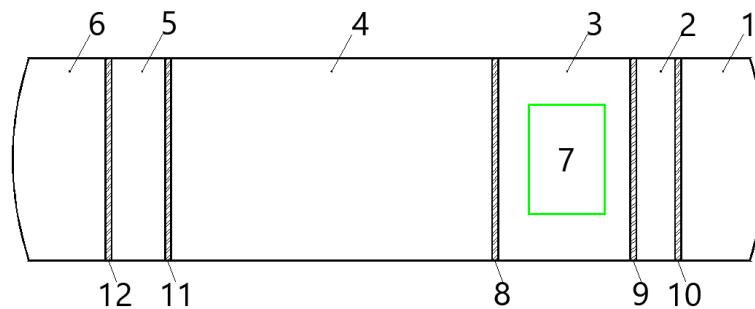


Рисунок 3.2 – Расчетная схема служебно-грузовой автомотрисы

1 – кабина машиниста I; 2 – тамбур между кабиной I и машинным отделением;

3 – машинное отделение; 4 – пассажирский салон; 5 – тамбур между пассажирским салоном и кабиной машиниста II; 6 – кабина машиниста II;

7 – источник шума (ИШ) – двигатель внутреннего сгорания (ДВС);

8 – перегородка 1; 9 – перегородка 2; 10 – перегородка 3, 11 – перегородка 4;

12 – перегородка 5

Основные допущения:

– характер звуковых полей в кабинах салонах и тамбурах близок к диффузному (с обязательной поправкой $\psi_{\text{диф}}$, показывающей степень точности этого приближения);

– перегородки характеризуются величиной приведенной звукоизоляции ($\overline{ЗИ}_{\text{пер}}$);

– шум, падающий на перегородки в машинном отделении в результате многочисленных переотражений от ограждающих конструкций и корпуса ДВС, имеет отраженный характер, т. е. прямой звук от источника шума, падающий на перегородки, не учитывается.

Пассажирский салон. Интенсивность звука, падающего на перегородку между машинным отделением и салоном, равна:

$$I_{\text{пад}} = \frac{4W_{\text{ист}}(1-\bar{\alpha}_{\text{МО}})}{\psi_{\text{МО}}A_{\text{МО}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.2)$$

где $W_{\text{ист}}$ – акустическая мощность источника шума – ДВС, Вт;

$\bar{\alpha}_{\text{МО}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в машинном отделении (МО);

$\psi_{\text{МО}}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному в МО (Рисунок 3.3);

$A_{\text{МО}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в этом помещении, м^2 , определяется согласно (3.3):

$$A_{\text{МО}} = \sum_{i=1}^n \alpha_{\text{МО}_i} S_{\text{МО}_i}, \text{ м}^2, \quad (3.3)$$

где $\alpha_{\text{МО}_i}$ – частотно-зависимый коэффициент звукопоглощения i -й поверхности, включая корпус ДВС, площадью $S_{\text{МО}_i}$ в машинном отделении;

n – число поверхностей.

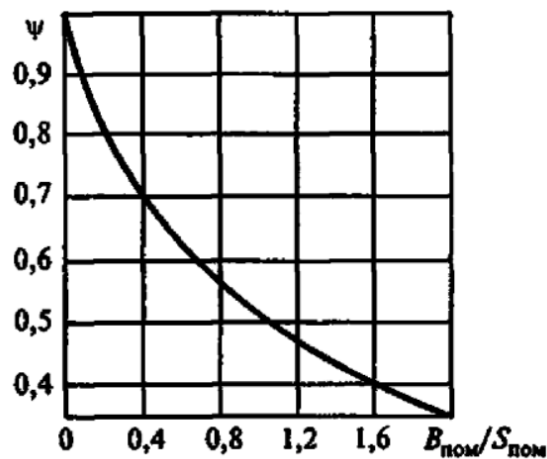


Рисунок 3.3 – Зависимость коэффициента ψ от отношения постоянной помещения $B_{\text{пом}}$ к его площади $S_{\text{пом}}$

Акустическая мощность, излучаемая перегородкой между МО и пассажирским салоном (перегородка 1), равна:

$$W_{\text{пер}_1} = I_{\text{пад}} \bar{\tau}_{\text{пер}_1} S_{\text{пер}_1}, \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

где $\bar{\tau}_{\text{пер}1}$ – приведенная звукопроводность перегородки;

$S_{\text{пер}1}$ – площадь перегородки, м².

Напомним, что связь между звукопроводностью и звукоизоляцией перегородки выражается формулой:

$$\overline{ЗИ}_{\text{пер}1} = 10 \lg \frac{1}{\bar{\tau}_{\text{пер}1}}, \text{ дБ.} \quad (3.5)$$

Значение приведённой звукоизоляции, в свою очередь, определяется [90]:

$$\overline{ЗИ}_{\text{пер}1} = 10 \lg \frac{S_{\text{пер}1}}{\sum_{i=1}^m S_{\text{пер}1_i} 10^{-0,13 \overline{ЗИ}_{\text{пер}1_i}}}, \text{ дБ,} \quad (3.6)$$

где m – число элементов перегородки с различной звукоизоляцией;

$\overline{ЗИ}_{\text{пер}i}$ – частотно-зависимое значение звукоизоляции i -го элемента перегородки площадью $S_{\text{пер}1_i}$, м².

Интенсивность звука в салоне (по принятому выше допущению, это значение должно быть примерно одинаковым для всех точек в салоне):

$$I_{\text{РТ}} = \frac{4W_{\text{пер}1}(1-\bar{\alpha}_{\text{сал}})}{\psi_{\text{сал}}A_{\text{сал}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.7)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{сал}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в салоне;

$\psi_{\text{сал}}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля в салоне к диффузному или, что является тем же, степень отклонения звукового поля от диффузного;

$A_{\text{сал}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в салоне, м².

Подставим (3.2), (3.4) в (3.7):

$$I_{\text{РТ}}^{\text{сал}} = \frac{4(1-\bar{\alpha}_{\text{сал}})(1-\bar{\alpha}_{\text{МО}})4\bar{\tau}_{\text{пер}1}S_{\text{пер}1}}{\psi_{\text{сал}}A_{\text{сал}}\psi_{\text{МО}}A_{\text{МО}}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.8)$$

Разделим обе части уравнения на стандартный нулевой порог интенсивности, сделав некоторые преобразования, прологарифмируем, получим с учетом (3.5) и (3.6) уровни звукового давления в салоне:

$$L_{PT}^{сал} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{MO}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{сал}) - \overline{3I}_{пер_1} + \\ + 10 \lg \frac{S_{пер_1}}{A_{сал}} - 10 \lg \psi_{сал} - 10 \lg \psi_{MO} - 10 \lg \frac{A_{MO}}{A_0} + 10 \lg 16, \text{ дБ} \quad (3.9)$$

где $L_{W_{ист}}$ – уровни звуковой мощности источника шума в машинном отделении (корпус ДВС), дБ;

$$A_0 = 1 \text{ м}^2; 10 \lg 16 = 12 \text{ дБ}.$$

Кабина машиниста I. В отличие от рассмотренной выше схемы, звук попадает в кабину через промежуточную конструкцию тамбур I. Звук в тамбуре I излучается перегородкой между машинным отделением и тамбуром. Интенсивность падающего на перегородку II звука – см. формулу (3.2).

Акустическая мощность, излучаемая перегородкой II в тамбур:

$$W_{пер_2} = I_{пад} \bar{\tau}_{пер_2} S_{пер_2}, \text{ Вт}, \quad (3.10)$$

где $\bar{\tau}_{пер_2}$ – приведенная звукопроводность перегородки II;

$S_{пер_2}$ – площадь перегородки II между машинным отделением и тамбуром I, м².

Интенсивность звука в тамбуре I:

$$I_{тамб_1} = \frac{4W_{пер_2}(1 - \bar{\alpha}_{тамб_1})}{\psi_{тамб_1} A_{тамб_1}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.11)$$

где $\bar{\alpha}_{тамб_1}$ – средний коэффициент звукопоглощения в тамбуре I;

$\psi_{тамб_1}$ – коэффициент (см. выше), относящийся к звуковому полю в тамбуре I;

$A_{тамб_1}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в тамбуре I, м².

Акустическая мощность, излучаемая перегородкой 3 (между тамбуром I и кабиной I) равна:

$$W_{пер_3} = I_{тамб_1} \bar{\tau}_{пер_3} S_{пер_3}, \text{ Вт}, \quad (3.12)$$

где $\bar{\tau}_{пер_3}$ – приведенная звукопроводность перегородки 3;

$S_{пер_3}$ – площадь перегородки 3, м².

Интенсивность звука на рабочем месте машиниста:

$$I_{PT}^{каб_1} = \frac{4W_{пер_3}(1 - \bar{\alpha}_{каб_1})}{\psi_{каб_1} A_{каб_1}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.13)$$

Подставим (3.2), (3.10)–(3.12) в формулу (3.13)

$$I_{\text{PT}}^{\text{каб}_1} = \frac{4^3 W_{\text{ист}} (1 - \bar{\alpha}_{\text{МО}}) \bar{\tau}_{\text{пер}_2} S_{\text{пер}_2} (1 - \bar{\alpha}_{\text{тамб}_1}) \bar{\tau}_{\text{пер}_3} S_{\text{пер}_3} (1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_1})}{\psi_{\text{МО}} A_{\text{МО}} \psi_{\text{тамб}_1} A_{\text{тамб}_1} \psi_{\text{каб}_1} A_{\text{каб}_1}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.14)$$

Разделим обе части формулы на стандартный нулевой порог интенсивности звука, сделав некоторые упрощения и прологарифмировав обе части, получим уровни звукового давления на рабочем месте машиниста в кабине I:

$$\begin{aligned} L_{\text{PT}}^{\text{каб}_1} = & L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{МО}}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{тамб}_1}) + \\ & + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_1}) - \bar{\text{ЗИ}}_{\text{пер}_2} - \bar{\text{ЗИ}}_{\text{пер}_3} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}_2}}{A_{\text{МО}}} + \\ & + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}_3}}{A_{\text{тамб}_1}} - 10 \lg \frac{A_{\text{каб}_1}}{A_0} - 10 \lg \psi_{\text{МО}} - 10 \lg \psi_{\text{тамб}_1} - \\ & - 10 \lg \psi_{\text{каб}_1} + 10 \lg 4^3, \text{ дБ}, \end{aligned} \quad (3.15)$$

где $\bar{\text{ЗИ}}_{\text{пер}_2}$ – приведенная звукоизоляция перегородки 2 между МО и тамбуром I, дБ;

$\bar{\text{ЗИ}}_{\text{пер}_3}$ – приведенная звукоизоляция перегородки 3 между тамбуром I и кабиной I, дБ.

Для проверки корректности формул выполнен расчет по формуле (3.15). Результаты расчета представлены на рисунке 3.9. Сравнение данных расчета с данными эксперимента показало, что отклонение расчетных данных от экспериментальных находится в пределах ± 3 дБ, что является вполне приемлемым.

Кабина машиниста II. Звук от источника шума в машинном отделении проходит через пассажирский салон, затем через тамбур 2 между пассажирским салоном и кабиной II, а затем попадает в кабину II.

Для определения звука, падающего на перегородку 4 между пассажирским салоном и тамбуром 2 и используем формулы (3.2), (3.4), (3.7), в левой части формулы (3.7) вместо I_{PT} будет значение интенсивности звука, падающего на перегородку 4, – $I_{\text{пад}_4}$.

Акустическая мощность, излучаемая перегородкой 4 в тамбур 2:

$$W_{\text{пер}_4} = I_{\text{пад}_4} \bar{\tau}_{\text{пер}_4} S_{\text{пер}_4}, \text{ Вт}, \quad (3.16)$$

где $\bar{\tau}_{\text{пер}_4}$ – приведенная звукопроводность перегородки 4 площадью $S_{\text{пер}_4}$, м².

Интенсивность звука в тамбуре 2 определяется:

$$I_{\text{тамб}_2} = \frac{4W_{\text{пер}_4}(1-\bar{\alpha}_{\text{тамб}_2})}{\psi_{\text{тамб}_2}A_{\text{тамб}_2}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.17)$$

Звуковая мощность, излучаемая перегородкой 5 между тамбуром 2 и кабиной II:

$$W_{\text{пер}_5} = I_{\text{тамб}_2} \bar{\tau}_{\text{пер}_5} S_{\text{пер}_5}, \text{ Вт}, \quad (3.18)$$

где $\bar{\tau}_{\text{пер}_5}$ – приведенная звукопроводность перегородки 5, площадью $S_{\text{пер}_5}$, м².

Интенсивность звука в кабине II:

$$I_{\text{РТ}}^{\text{каб}_2} = \frac{4W_{\text{пер}_5}(1-\bar{\alpha}_{\text{каб}_2})}{\psi_{\text{каб}_2}A_{\text{каб}_2}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.19)$$

Подставляем (3.2), (3.7), (3.8), (3.16)–(3.18) в (3.19):

$$\begin{aligned} I_{\text{РТ}}^{\text{каб}_2} = & \frac{4W_{\text{ист}}(1-\bar{\alpha}_{\text{МО}})\bar{\tau}_{\text{пер}_1}S_{\text{пер}_1}4(1-\bar{\alpha}_{\text{сал}})\bar{\tau}_{\text{пер}_4}S_{\text{пер}_4}}{\psi_{\text{МО}}A_{\text{МО}}\psi_{\text{сал}}A_{\text{сал}}\psi_{\text{тамб}_2}} \times \\ & \times \frac{4(1-\bar{\alpha}_{\text{тамб}_2})4\bar{\tau}_{\text{пер}_5}S_{\text{пер}_5}(1-\bar{\alpha}_{\text{каб}_2})}{A_{\text{тамб}_2}\psi_{\text{каб}_2}A_{\text{каб}_2}}, \text{ Вт/м}^2. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Сделав упрощение, разделим обе части

(3.20) на стандартный нулевой порог интенсивности звука и прологарифмируем обе части формулы:

$$\begin{aligned} L_{\text{РТ}}^{\text{каб}_2} = & L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{МО}}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{сал}}) + \\ & + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{тамб}_2}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_2}) - \bar{3}\bar{И}_{\text{пер}_1} - \bar{3}\bar{И}_{\text{пер}_4} - \\ & - \bar{3}\bar{И}_{\text{пер}_5} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}_1}}{A_{\text{МО}}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}_4}}{A_{\text{сал}}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}_5}}{A_{\text{тамб}_2}} - 10 \lg \frac{A_{\text{каб}_2}}{A_0} - \\ & - 10 \lg \psi_{\text{сал}} - 10 \lg \psi_{\text{тамб}_2} - 10 \lg \psi_{\text{каб}_2} + 10 \lg 4^4, \text{ дБ}, \end{aligned} \quad (3.21)$$

где $A_0 = 1 \text{ м}^2$, $10 \lg 4^4 = 24 \text{ дБ}$.

3.2.3 Автодрезина

Расчетная схема автодрезины представлена на рисунке 3.4.

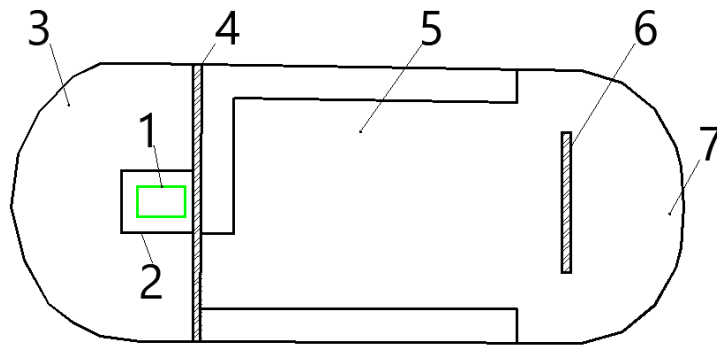


Рисунок 3.4 – Расчетная схема автодрезины:

- 1 – источник шума (ИШ) – двигатель внутреннего сгорания (ДВС);
 2 – капот ДВС; 3 – кабина I; 4 – перегородка; 5 – пассажирский салон;
 6 – выгородка; 7 – кабина II

В кабине I находится ДВС, закрытый капотом. Рабочее место машиниста расположено в пределах не более 1 м от корпуса капота, поэтому на рабочем месте звуковое поле формируется вкладом как прямого, так и отраженного звука. В связи с достаточно большими размерами капота и небольшим расстоянием до рабочего места, источник шума в кабине (капот ДВС) нельзя считать точечным источником звука. Такой источник ближе к линейному излучателю, длина которого выбирается по наибольшей длине капота, и он является источником квазицилиндрических звуковых волн.

Основные допущения:

- излучатель звука в кабине I – линейный, звуковое поле в расчетной точке кабины образуется вкладом прямого и отраженного звука;
- звуковое поле под капотом, по аналогии с предыдущим примером, – отраженное;
- принимается, что звуковая энергия распределена в кабине I относительно равномерно, т. е. звуковое поле квазидиффузное;
- звуковое поле в салоне и кабине II квазидиффузное;
- звук попадает в кабину II через два свободных проема между выгородкой и боковыми стенами дрезины;
- капот в кабине I имеет равномерную звукоизоляцию.

Кабина I. Определим шум в кабине I от ДВС, заключенного в капот. По аналогии с предыдущим рассмотрением (звуковое поле в машинном отделении) примем, что звуковое поле под капотом образуется отражениями звука (звук переотражается от стенок капота и от источника шума – корпуса ДВС):

Интенсивность звука под капотом:

$$I_{\text{кап}} = \frac{4W_{\text{ист}}(1-\bar{\alpha}_{\text{кап}})}{\psi_{\text{кап}}A_{\text{кап}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.22)$$

где $W_{\text{ист}}$ – звуковая мощность источника шума – корпуса ДВС;

$\bar{\alpha}_{\text{кап}}$ – средний коэффициент звукопоглощения под капотом;

$\psi_{\text{кап}}$ – коэффициент, показывающий степень диффузности звукового поля под капотом;

$A_{\text{кап}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения под капотом, м².

Акустическая мощность, излучаемая капотом в кабину:

$$W_{\text{кап}} = I_{\text{кап}} \bar{\tau}_{\text{кап}} S_{\text{кап}}, \text{ Вт}, \quad (3.23)$$

где $\bar{\tau}_{\text{кап}}$ – коэффициент звукопроводности капота;

$S_{\text{кап}}$ – площадь капота, м².

Шум в расчетной точке кабины I, пришедший прямым путем:

$$I_{\text{каб}_1}^{\text{пр}} = \frac{W_{\text{кап}}}{\frac{\pi}{2} l_{\text{кап}} r} \arctg \frac{l_{\text{кап}}}{2r}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.24)$$

где $l_{\text{кап}}$ – наибольший размер капота (длина), м;

r – расстояние от середины капота до расчетной точки, м (для удобства пользования формулой примем $r = 1$ м).

Отраженный звук в кабине:

$$I_{\text{каб}_1}^{\text{огр}} = \frac{4W_{\text{кап}}(1-\bar{\alpha}_{\text{каб}_1})}{\psi_{\text{каб}_1}A_{\text{каб}_1}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.25)$$

где $\psi_{\text{каб}_1}$ – коэффициент, показывающий степень диффузности звукового поля в кабине I;

$\bar{\alpha}_{\text{каб}_1}$ – средний коэффициент звукопоглощения в кабине I;

$A_{\text{каб}_1}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в кабине I, м².

Шум в расчетной точке кабины I (сумма прямого и отраженного):

$$I_{\text{РТ}}^{\text{каб}_1} = I_{\text{каб}_1}^{\text{пр}} + I_{\text{каб}_1}^{\text{огр}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.26)$$

Подставляем (3.22)–(3.25) в (3.26):

$$I_{\text{РТ}}^{\text{каб}} = \frac{4W_{\text{ист}}(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}})\bar{\tau}_{\text{кап}}S_{\text{кап}}2}{\psi_{\text{кап}}A_{\text{кап}}\pi l_{\text{кап}}r} \arctg \frac{l_{\text{кап}}}{2r} + \\ + \frac{4W_{\text{ист}}(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}})\bar{\tau}_{\text{кап}}S_{\text{кап}}4(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_3})}{\psi_{\text{каб}_1}A_{\text{каб}_1}\psi_{\text{кап}}A_{\text{кап}}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.27)$$

После преобразования:

$$I_{\text{РТ}}^{\text{каб}_1} = \frac{4W_{\text{ист}}(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}})\bar{\tau}_{\text{кап}}S_{\text{кап}}}{\psi_{\text{кап}}A_{\text{кап}}} \left[\frac{2\arctg \frac{l_{\text{кап}}}{2r}}{\pi l_{\text{кап}}r} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_1})}{\psi_{\text{каб}_1}A_{\text{каб}_1}} \right], \text{ Вт/м}^2. \quad (3.28)$$

Разделим обе части формулы на стандартный нулевой порог интенсивности, прологарифмируем; шум в кабине I:

$$L_{\text{РТ}}^{\text{каб}_1} = L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}}) - 3\text{И}_{\text{кап}} + 10 \lg \frac{S_{\text{кап}}}{S_0} - \\ - 10 \lg \psi_{\text{кап}} + 10 \lg \frac{A_{\text{кап}}}{A_0} + 10 \lg \left[\frac{2\arctg \frac{l_{\text{кап}}}{2r}}{\pi l_{\text{кап}}r} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_1})}{\psi_{\text{каб}_1}A_{\text{каб}_1}} \right] + \\ + 10 \lg 4, \text{ дБ}, \quad (3.29)$$

где $3\text{И}_{\text{кап}}$ – звукоизоляция капота, дБ;

$L_{W_{\text{ист}}}$ – уровни акустической мощности источника шума (корпус ДВС);

$S_0 = 1 \text{ м}^2$, $A_0 = 1 \text{ м}^2$, $10 \lg 4 = 6 \text{ дБ}$.

Салон. Шум в пассажирском салоне определяем, приняв звуковое поле в кабине квазидиффузным, а также предположив, что принятое расстояние $r = 1 \text{ м}$ характерно для большинства расчетных точек в кабине. Тогда звуковое поле в кабине можем описать формулой (3.28), заменив обозначение в левой части формулы на $I_{\text{пад}}$.

Звуковая мощность, излучаемая перегородкой в салон:

$$W_{\text{пер}} = I_{\text{пад}} \bar{\tau}_{\text{пер}} S_{\text{пер}}, \text{ Вт}, \quad (3.30)$$

где $\bar{\tau}_{\text{пер}}$ – приведенная звукопроводность перегородки;

$S_{\text{пер}}$ – площадь перегородки, м^2 .

Интенсивность звука в салоне (звуковое поле диффузное):

$$I_{\text{РТ}}^{\text{сал}} = \frac{4W_{\text{пер}}(1-\bar{\alpha}_{\text{сал}})}{\psi_{\text{сал}}A_{\text{сал}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.31)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{сал}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в салоне;

$\psi_{\text{сал}}$ – коэффициент, показывающий степень диффузности звуковой поля в салоне;

$A_{\text{сал}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в салоне, м².

Подставив (3.30) в (3.31), получим:

$$I_{\text{РТ}}^{\text{сал}} = \frac{I_{\text{пад}} \bar{\tau}_{\text{пер}} S_{\text{пер}} 4(1-\bar{\alpha}_{\text{сал}})}{\psi_{\text{сал}} A_{\text{сал}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.32)$$

Прологарифмировав обе части (3.32) и с учетом преобразования $I_{\text{пад}}$ (см. формулу (3.30)), определим шум в салоне:

$$\begin{aligned} L_{\text{РТ}}^{\text{сал}_1} = & L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{сал}}) - 3\bar{\text{И}}_{\text{кап}} + \\ & 10 \lg \frac{S_{\text{кап}}}{S_0} - 10 \lg \psi_{\text{кап}} + 10 \lg \frac{A_{\text{кап}}}{A_0} + 10 \lg \left[\frac{2 \arctg \frac{l_{\text{кап}}}{2r}}{l_{\text{кап}} r} + \frac{4(1-\bar{\alpha}_{\text{каб}_1})}{\psi_{\text{каб}_1} A_{\text{каб}_1}} \right] - \\ & 3\bar{\text{И}}_{\text{пер}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{A_{\text{сал}}} - 10 \lg \psi_{\text{сал}} + 10 \lg 4^2, \text{ дБ}, \end{aligned} \quad (3.33)$$

где $10 \lg 16 = 12 \text{ дБ}$.

Кабина II. И, наконец, определим шум в кабине II с учётом, что звуковое поле в салоне диффузное, а звук попадает в кабину II, где поле так же диффузное, через два свободных проема между стенами и выгородкой. Нетрудно убедиться, что интенсивность звукового поля, падающего на свободные проемы, можно получить из формулы (3.32), заменив в левой части $I_{\text{РТ}}^{\text{сал}}$ на выражение $I_{\text{пад}}^{\text{сал}}$. Тогда акустическая мощность, излучаемая двумя проемами в кабину:

$$W_{\text{пр}} = 2I_{\text{пад}}^{\text{сал}} S_{\text{пр}}, \text{ Вт}, \quad (3.34)$$

где $S_{\text{пр}}$ – площадь проема, м².

Интенсивность звука на рабочем месте в кабине II:

$$I_{\text{РТ}}^{\text{каб}_2} = \frac{4W_{\text{пр}}(1-\bar{\alpha}_{\text{каб}_2})}{\psi_{\text{каб}_2} A_{\text{каб}_2}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.35)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{каб}_2}$ – средний коэффициент звукопоглощения в кабине II;

$\psi_{\text{каб}_2}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля в кабине к диффузному;

$A_{\text{каб}_2}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в кабине II, м².

Подставим (3.34) в (3.35):

$$I_{\text{РТ}}^{\text{каб}_2} = \frac{8I_{\text{пад}}^{\text{сал}} S_{\text{пр}} (1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_2})}{\psi_{\text{каб}_2} A_{\text{каб}_2}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.36)$$

Прологарифмировав обе части (3.36) и подставив значение $I_{\text{пад}}^{\text{сал}}$ ($I_{\text{РТ}}^{\text{сал}}$), получим значение уровней шума на рабочем месте в кабине II:

$$\begin{aligned} L_{\text{РТ}}^{\text{каб}_2} = & L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{сал}}) - 3I_{\text{кап}} + \\ & + 10 \lg \frac{S_{\text{кап}}}{S_0} - 10 \lg \psi_{\text{кап}} + 10 \lg \frac{A_{\text{кап}}}{A_0} + 10 \lg \left[\frac{2 \arctg \frac{l_{\text{кап}}}{2r}}{l_{\text{кап}} r} + \right. \\ & \left. + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_1})}{\psi_{\text{каб}_1} A_{\text{каб}_1}} \right] - 3\bar{I}_{\text{пер}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{A_{\text{сал}}} - 10 \lg \psi_{\text{сал}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пр}}}{A_{\text{каб}_2}} + \\ & + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_2}) - 10 \lg \psi_{\text{каб}_2} + 10 \lg 4^3 2, \text{ дБ}, \end{aligned} \quad (3.37)$$

где $10 \lg 4^3 2 = 21$ дБ.

Все полученные формулы в обобщенном виде представлены в таблице 3.1, где:

$L_{W_{\text{ист}}}$ – уровни акустической мощности источника шума (корпус ДВС);

$\bar{\alpha}_{\text{сал}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в салоне;

$\bar{\alpha}_{\text{каб}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в кабине;

$\bar{\alpha}_{\text{тамб}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в тамбуре;

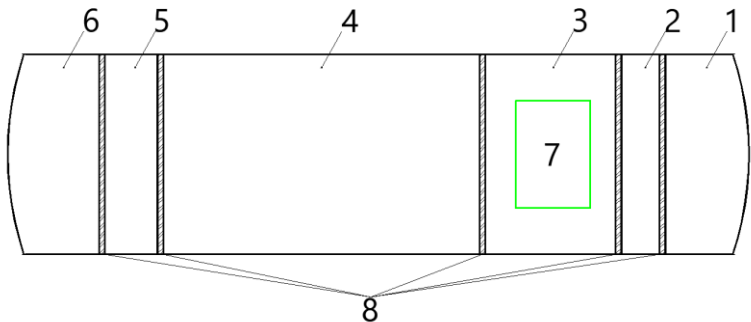
$\bar{\alpha}_{\text{МО}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в машинном отделении (МО);

$\bar{\alpha}_{\text{кап}}$ – средний коэффициент звукопоглощения под капотом;

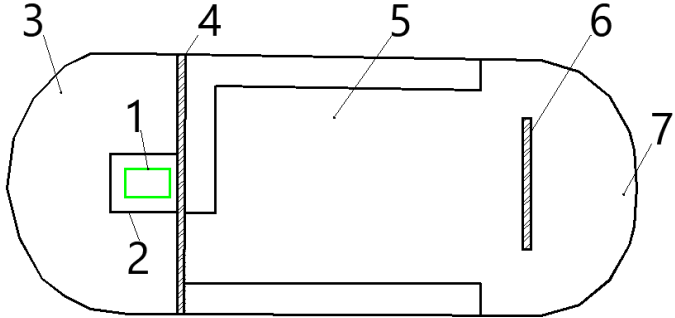
$\psi_{\text{сал}}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля в салоне к диффузному;

$\psi_{\text{каб}}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля в кабине к диффузному;

Таблица 3.1 – Формулы для расчета вклада воздушного шума на рабочих местах

Расчетная схема	Расчетные формулы
1	2
Служебно-грузовая автомотриса	
 1 – кабина машиниста I; 2 – тамбур между кабиной I и машинным отделением; 3 – машинное отделение; 4 – пассажирский салон; 5 – тамбур между пассажирским салоном и кабиной машиниста II; 6 – кабина машиниста II; 7 – источник шума (ИШ) – двигатель внутреннего сгорания (ДВС); 8 – перегородки	$L_{PT}^{сал} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{MO}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{сал}) - \overline{3И}_{пер1} + 10 \lg \frac{S_{пер1}}{A_{сал}} - 10 \lg \psi_{сал} - 10 \lg \psi_{MO} - 10 \lg \frac{A_{MO}}{A_0} + 10 \lg 16, \text{ дБ}$
	$L_{PT}^{каб1} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{MO}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{тамб2}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{каб1}) - \overline{3И}_{пер2} - \overline{3И}_{пер3} + 10 \lg \frac{S_{пер2}}{A_{MO}} + 10 \lg \frac{S_{пер3}}{A_{тамб1}} - 10 \lg \frac{A_{каб1}}{A_0} - 10 \lg \psi_{MO} - 10 \lg \psi_{тамб1} - 10 \lg \psi_{каб1} + 10 \lg 4^3, \text{ дБ}$
	$L_{PT}^{каб2} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{MO}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{сал}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{там2}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{каб2}) - \overline{3И}_{пер1} - \overline{3И}_{пер4} - \overline{3И}_{пер5} + 10 \lg \frac{S_{пер1}}{A_{MO}} + 10 \lg \frac{S_{пер4}}{A_{сал}} + 10 \lg \frac{S_{пер5}}{A_{тамб2}} - 10 \lg \frac{A_{каб2}}{A_0} - 10 \lg \psi_{сал} - 10 \lg \psi_{тамб2} - 10 \lg \psi_{каб2} + 10 \lg 4^4, \text{ дБ}$

Продолжение таблицы 3.1

1	2
Автодрезина	
 1 – источник шума (ИШ) – двигатель внутреннего сгорания (ДВС); 2 – капот ДВС; 3 – кабина I; 4 – перегородка; 5 – пассажирский салон; 6 – выгородка; 7 – кабина II	$L_{PT}^{каб_1} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{кап}) - 3И_{кап} + 10 \lg \frac{S_{кап}}{S_0} - 10 \lg \psi_{кап} - 10 \lg \frac{A_{кап}}{A_0} + 10 \lg \left[\frac{2 \arctg \frac{l_{кап}}{2r}}{\pi l_{кап} r} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{каб_1})}{\psi_{каб_1} A_{каб_1}} \right] + 10 \lg 4, \text{ дБ}$
	$L_{PT}^{сал_1} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{кап}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{сал}) - 3И_{кап} + 10 \lg \frac{S_{кап}}{S_0} - 10 \lg \psi_{кап} + 10 \lg \frac{A_{кап}}{A_0} + 10 \lg \left[\frac{2 \arctg \frac{l_{кап}}{2r}}{\pi l_{кап} r} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{каб_1})}{\psi_{каб_1} A_{каб_1}} \right] - 3\bar{И}_{пер} + 10 \lg \frac{S_{пер}}{A_{сал}} - 10 \lg \psi_{сал} + 10 \lg 4^2, \text{ дБ}$
	$L_{PT}^{каб_2} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{кап}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{сал}) - 3И_{кап} + 10 \lg \frac{S_{кап}}{S_0} - 10 \lg \psi_{кап} + 10 \lg \frac{A_{кап}}{A_0} + 10 \lg \left[\frac{2 \arctg \frac{l_{кап}}{2r}}{l_{кап} r} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{каб_1})}{\psi_{каб_1} A_{каб_1}} \right] - 3\bar{И}_{пер} + 10 \lg \frac{S_{пер}}{A_{сал}} - 10 \lg \psi_{сал} + 10 \lg \frac{S_{пр}}{A_{каб_2}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{каб_2}) - 10 \lg \psi_{каб_2} + 10 \lg 4^3, \text{ дБ},$

$\Psi_{\text{тамб}}$ – коэффициент, относящийся к звуковому полю в тамбуре;

$\Psi_{\text{кап}}$ – коэффициент, показывающий степень диффузности звукового поля под капотом;

$\Psi_{\text{МО}}$ – коэффициент, показывающий степень диффузности звукового поля в машинном отделении;

$A_{\text{сал}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в салоне, м^2 ;

$A_{\text{каб}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в кабине, м^2 ;

$A_{\text{МО}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в машинном отделении, м^2 ;

$A_{\text{кап}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения под капотом, м^2 ;

$A_{\text{тамб}}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в тамбуре, м^2 ;

$S_{\text{пер}}$ – площадь перегородки, м^2 ;

$S_{\text{кап}}$ – площадь капота, м^2 ;

$ZI_{\text{пер}}$ – приведенная звукоизоляция перегородки площадью $S_{\text{пер}}$, м^2 .

$ZI_{\text{кап}}$ – приведенная звукоизоляция перегородки площадью $S_{\text{кап}}$, м^2 .

3.3 Экспериментальные исследования вклада шума качения в процессы шумообразования на рабочих местах

В ходе измерений шума на рабочих местах при движении было зарегистрировано заметное увеличение уровней звукового давления почти во всем частотном диапазоне, во всех измерительных точках. Отмеченная закономерность характерна для обоих исследуемых объектов, при испытаниях отмечается возрастание УЗД с увеличением скорости. Так как характер шумообразования практически одинаков и показывать изменение спектров во всех расчетных точках было бы избыточным, было принято решение показать эти изменения на примере кабины машиниста автомотрисы. Характерные спектры шума, полученные на рабочем месте машиниста, показаны на рисунке 3.5 и приведены в таблице 3.2.

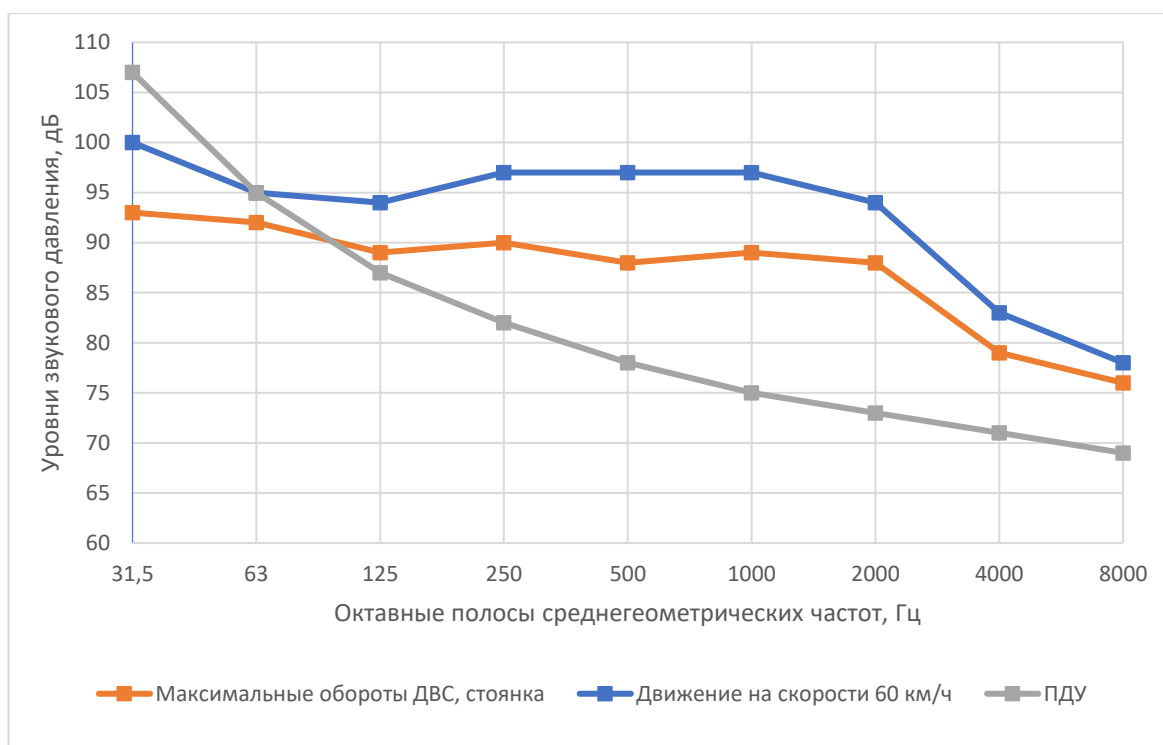


Рисунок 3.5 – Спектр шума в кабине машиниста автомотрисы
при различных режимах

Таблица 3.2 – Спектры шума в кабине машиниста при различных режимах

Режим работы автомотрисы	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц									УЗ, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Максимальные обороты ДВС, стоянка	93	92	89	90	88	89	88	79	76	94
Движение на скорости 60 км/ч	100	95	94	97	97	97	94	83	78	101
Разница УЗД (УЗ)	7	3	5	7	9	8	6	4	2	7

Экспериментами установлено, что вклад шума качения начинает сказываться на скоростях более 30 км/ч (V_0). Для того чтобы определить расчетом уровни звукового давления на рабочих местах с учетом вклада шума качения, предлагается ввести к полученным в предыдущем разделе уровням звукового давления частотно-зависимую поправку, определяемую экспериментальным путем по формуле:

$$\Delta L_{PT} = L_0^f + K \lg \frac{V}{V_0}, \text{ дБ}, \quad (3.38)$$

где L_0^f – уровни звукового давления, полученные расчетным путем для соответствующей расчетной точки, дБ (режим – стоянка);

V – скорость, с которой движется автомотриса или автодрезина, км/ч;

$V_0 = 30$ км/ч;

K – частотно-зависимый коэффициент.

Для наиболее характерной скорости движения $V = 60$ км/ч, значения K , полученные из данных экспериментов (см. таблицу 3.2), приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Значения коэффициента K ($V = 60$ км/ч) полученные из данных экспериментов

Частота, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Поправочный коэффициент	23	10	17	23	30	27	20	7	23

Таким образом, если, например, полученный расчетом, как показано в предыдущем разделе, уровень звукового давления в кабине машиниста составляет на частоте 63 Гц, в режиме стоянки, 85 дБ, то при движении со скоростью 60 км/ч он составит 88 дБ, а при скорости 45 км/ч – почти 87 дБ.

Обратим внимание, что если на рабочих местах автомотрисы шум качения превалирует в диапазоне частот 125–4000 Гц (превышение УЗД на 4–9 дБ), то на рабочих местах автодрезины шум качения сравним с шумом ДВС (это может быть объяснено расположением ДВС прямо в кабине машиниста и невысокими акустическими качествами капота на ДВС).

3.4 Экспериментальные исследования акустических свойств помещений и ограждений

3.4.1 Общие положения

В данной части работы были поставлены три задачи:

– определить акустические свойства помещений исследуемых машин путем измерения в них времени реверберации с целью установить средний коэффициент звукопоглощения в помещениях;

– определить звукоизолирующие свойства внутренних ограждающих конструкций, таких как перегородки и звукоизолирующий капот;

– определить звукоизолирующие свойства внешних ограждающих конструкций (пол, стены, остекление), а также определить путем измерений УЗД внешнего звукового поля на этих ограждениях, с тем чтобы выявить вклад воздушного шума, проникающего через различные элементы внешних ограждений на рабочие места СЖТ.

Данные исследования необходимы для научного обоснования разрабатываемых рекомендаций по снижению шума на рабочих местах автодрезин и автомотрис.

3.4.2 Акустические свойства помещений

Измерения времени реверберации проводились в кабинах машиниста, а также в салонах обеих машин, по три точки в каждом помещении. Сравнение усредненных данных показало, что они находятся в пределах статистической погрешности, поэтому было принято решение представить обобщенные статистически обработанные результаты по всем рабочим местам. Данные измерения времени реверберации приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Обобщенные данные измерений времени реверберации на рабочих местах СЖТ

Наименование помещения	Значение времени реверберации, с, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабина машиниста	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,10
Салон пассажирский	0,35	0,28	0,25	0,22	0,20	0,17	0,15	0,13

Были выполнены вычисления средних значений коэффициента звукопоглощения по преобразованной формуле Сэбина:

$$\bar{\alpha}_{\text{пом}} = \frac{0,16V_{\text{пом}}}{T^f S_{\text{пом}}}, \quad (3.39)$$

где $V_{\text{пом}}$ – объем помещения, м³;

$S_{\text{пом}}$ – площадь помещения, м²;

T^f – время реверберации в помещении в каждой из октавных полос частот.

Данные вычислений сведены в таблицу 3.5 и показаны на рисунке 3.6.

Таблица 3.5 – Обобщенные данные вычисленных значений $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ на рабочих местах СЖТ

Наименование помещения	Вычисленные значения средних коэффициентов звукопоглощения ($\bar{\alpha}_{\text{пом}}$) в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабина машиниста	0,15	0,17	0,17	0,19	0,21	0,25	0,28	0,28
Салон пассажирский	0,18	0,22	0,25	0,29	0,32	0,34	0,42	0,49

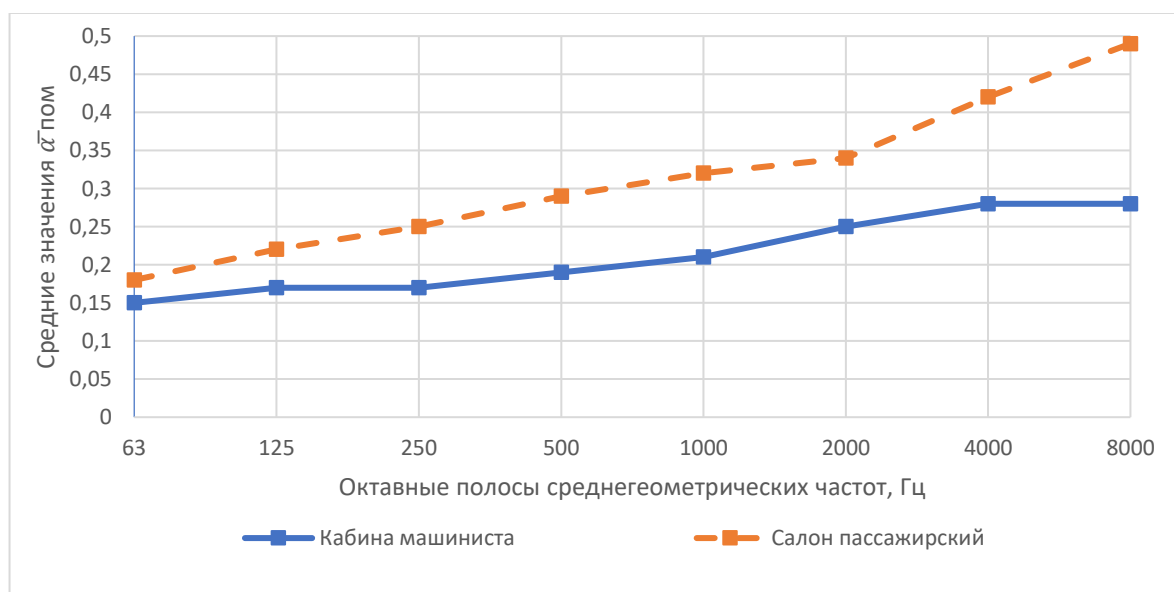


Рисунок 3.6 – Обобщенные данные $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ на рабочих местах СЖТ

Акустическими характеристиками в помещении являются: акустическая постоянная помещения или эквивалентная площадь звукопоглощения в помещении, связанная со средним коэффициентом звукопоглощения ($\bar{\alpha}_{\text{пом}}$), поэтому для предварительной оценки целесообразности и эффективности применения звукопоглощения в помещении можно воспользоваться анализом полученных значений $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$. Расчетами было получено, что значение средних коэффициентов звукопоглощения в кабинах машиниста составляет 0,15–0,28 в исследуемом частотном диапазоне. Значение среднего коэффициента звукопоглощения в салоне несколько выше и составляет 0,18–0,25 в низкочастотном диапазоне, достигая 0,32–0,49 в высокочастотном диапазоне. Такую разницу нетрудно объяснить наличием пассажиров, так как все помещения исследованных объектов не имеют специального звукопоглощения.

При этом можно предварительно оценить эффективность введения звукопоглощения из соотношения $10 \lg \frac{\bar{\alpha}_{\text{пом}}^{\text{до}}}{\bar{\alpha}_{\text{пом}}^{\text{после}}}$ ($\bar{\alpha}_{\text{пом}}^{\text{до}}$ – средний коэффициент звукопоглощения в помещении до внесения дополнительного звукопоглощения, $\bar{\alpha}_{\text{пом}}^{\text{после}}$ – то же после внесения).

Анализируя данные $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ для кабин машиниста, можно понять, что во всем частотном диапазоне нетрудно добиться увеличения их вдвое, т. е. такая простая и дешевая мера может обеспечить снижение шума в кабине условно на 3 дБ во всем частотным диапазоне.

Для салона это снижение может быть, скорее всего, достигнуто в ограниченном частотном диапазоне (63–2000 Гц), так как на более высоких частотах предельно возможные значения $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ уже достигнуты.

Данные о среднем коэффициенте звукопоглощения могут быть также использованы для выполнения акустических расчетов по формулам, описание которых было дано в предыдущем разделе.

3.4.3 Звукоизоляция внутренних и внешних ограждений

Внутренние ограждения. Основными внутренними ограждениями на автомотрисах и авторезинах являются перегородки. Они, функционально разделяя различные помещения, также служат в какой-то мере шумозащитными ограждениями, так как обладают определенными звукоизолирующими свойствами; также некоторыми звукоизолирующими свойствами обладает капот, установленный на ДВС, расположенный в кабине машиниста I автодрезины. Исследование звукоизолирующих свойств внутренних ограждений преследует двойную цель: научное обоснование рекомендаций по шумозащите, а также использование полученных данных в акустических расчетах.

Конструктивно перегородки на машинах (в основном на автомотрисе) практически не отличаются друг от друга, поэтому после измерения их звукоизоляции было принято решение показать усредненные значения звукоизоляции. Данные измерений звукоизоляции внутренних перегородок, а также данные звукоизолирующей способности капота (кожуха) на ДВС, установленного в кабине автодрезины, представлены в таблице 3.6 и показаны на рисунке 3.7.

Таблица 3.6 – Результаты измерений звукоизоляции внутренних ограждающих конструкций

Наименование помещения	Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Внутренние перегородки с тамбуром (усредненные данные)	4	9	7	10	13	14	10	13
Различные перегородки	2–6	4–10	3–10	4–12	6–15	4–11	4–10	1–5
Капот на корпус ДВС	1	2	5	7	9	10	10	12

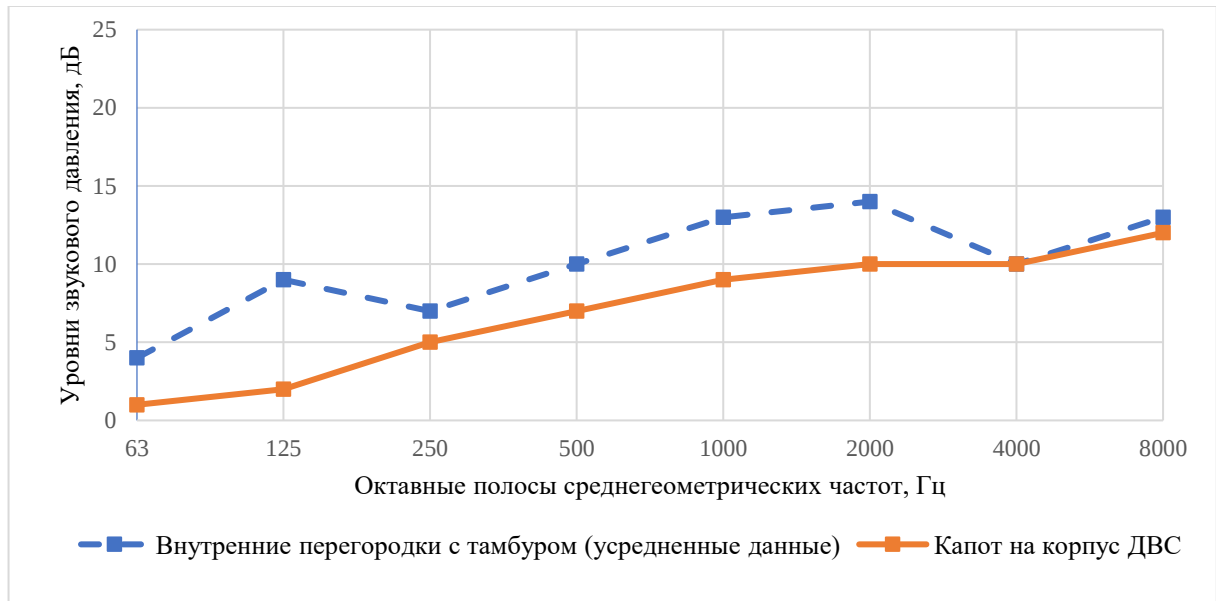


Рисунок 3.7 – Результаты измерений звукоизоляции внутренних ограждающих конструкций

Обратим внимание на очень невысокую звукоизоляцию перегородок, а также на то, что перегородки имеют различную звукоизоляцию. Это хорошо видно при анализе результатов (2-я строка таблицы 3.6). Обобщенно звукоизоляция разных перегородок лежит в диапазоне от 2–6 дБ до 6–15 дБ. Разница в звукоизоляции различных перегородок составляет от 4 до 9 дБ в разных октавных полосах частот. Отметим снижение звукоизоляции на высоких частотах, что всегда говорит о наличии в конструкции открытых проемов.

Очень невысока и звукоизоляция перегородок с тамбуром, составляющая всего 4–14 дБ в исследуемом диапазоне с уменьшением на высоких частотах. Звукоизолирующая способность капота весьма невелика и составляет 1–12 дБ в исследуемом частотном диапазоне.

Все недостатки звукоизолирующей способности внутренних ограждений можно объяснить тем, что они не проектировались как звукоизолирующие ограждения.

Внешние ограждения. Целью этого эксперимента, совместно с измерениями внешнего звукового поля при движении, было выявить, через какие каналы шум попадает на рабочие места СЖТ, для научного обоснования рекомендаций по

снижению шума качения. Усредненные данные экспериментов по определению звукоизолирующих способностей внешних ограждающих конструкций кабины приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Звукоизоляция ограждений кабин

Элементы ограждения	Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Остекление	15	17	21	24	21	23	25	30
Стена боковая металлическая	16	18	20	20	24	22	24	27
Пол в кабине	13	14	17	17	18	21	22	20
Потолок	18	18	21	25	30	28	31	32

Расчеты вклада шума в кабину через различные ограждения осуществлялись по формуле:

$$\Delta L_{\text{каб}_i} = L_{\text{огр}_i}^{\text{нар}} - \text{ЗИ}_{i1000}, \text{ дБА}, \quad (3.40)$$

где $\Delta L_{\text{каб}_i}$ – доля шума, попадающего в кабину через i -й элемент ограждения, дБА;

$L_{\text{огр}_i}^{\text{нар}}$ – измеренные значения внешнего шума (УЗ) на i -м элементе ограждения, дБА;

ЗИ_{i1000} – звукоизоляция i -го элемента ограждения на частоте 1000 Гц.

Анализируя данные измерений звукоизоляции внешних ограждающих конструкций (Таблица 3.7), отметим, что она значительно выше звукоизоляции внутренних конструкций. Самая слабая конструкция – пол, но звукоизоляция его составила тем не менее 13–22 дБ в исследуемом частотном диапазоне. Соответственно боковые ограждения – 15–30 дБ, а потолок 18–32 дБ.

Вычислим вклад воздушных составляющих в кабине машиниста I (эти вклады будут примерно одинаковы для всех исследуемых помещений обоих исследуемых объектов). Для этого были выполнены измерения внешнего звукового поля при режиме передвижения машин. Для наглядности представленных результатов измерения снаружи производились в эквивалентных уровнях звука

(УЗ) в заданных точках (под полом, снаружи остекления и т. д.) в дБА. Результаты измерений представлены в таблице 3.8. Данные вычислений по формуле (3.40) показаны на рисунке 3.8.

Таблица 3.8 – Измерения наружного звукового поля при движении

Элементы внешнего ограждения	Эквивалентный УЗ снаружи, дБА
Пол кабины	116
Боковые металлические стены	102
Остекление	101
Крыша кабины	93

Экспериментами и расчетами установлено, что при движении (со скоростью 70 км/ч) звуковое поле в кабине формируется в основном долей шума, прошедшей через пол (вклад составляет 98 дБА). Вклад остальных составляющих (80, 78 и 63 дБА) невелик и почти не сказывается на формировании звукового поля в кабине. Таким образом, усиление звукоизоляции пола – одно из основных направлений шумозащиты машин (снижение составляющей воздушного шума качения).

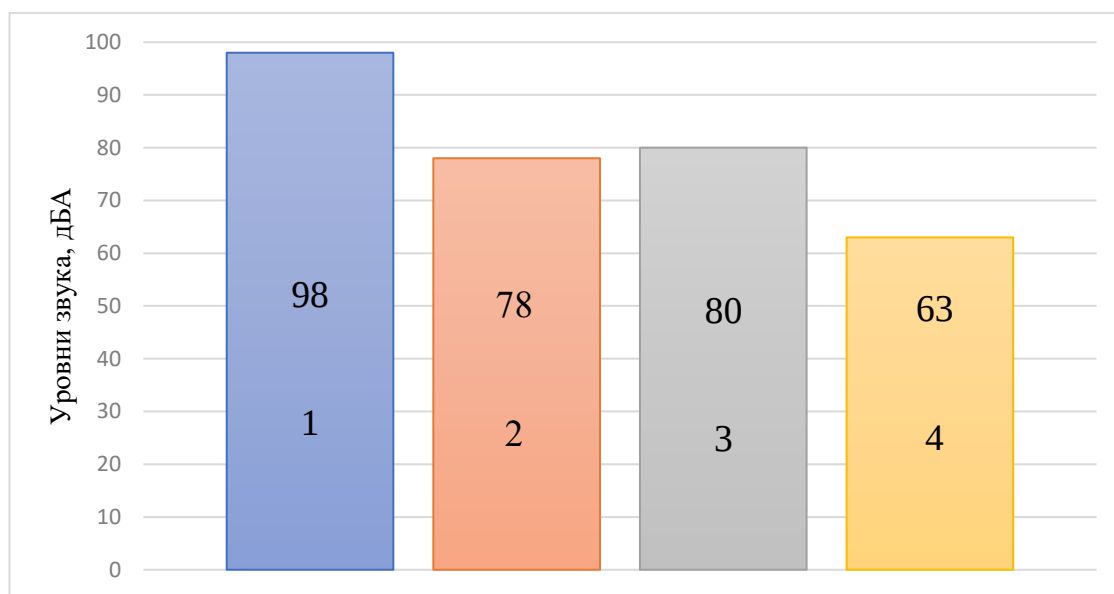


Рисунок 3.8 – Вычисление значения вкладов шума (УЗ, дБА) в кабину через основные ограждения кабины:

1 – пол кабины; 2 – боковые металлические стены; 3 – остекление;

4 – крыша кабины

Сравнение результатов расчета по формуле (3.15), прохождения звука из машинного отделения в кабину машиниста, и экспериментальных данных, представлен на рисунке 3.9.

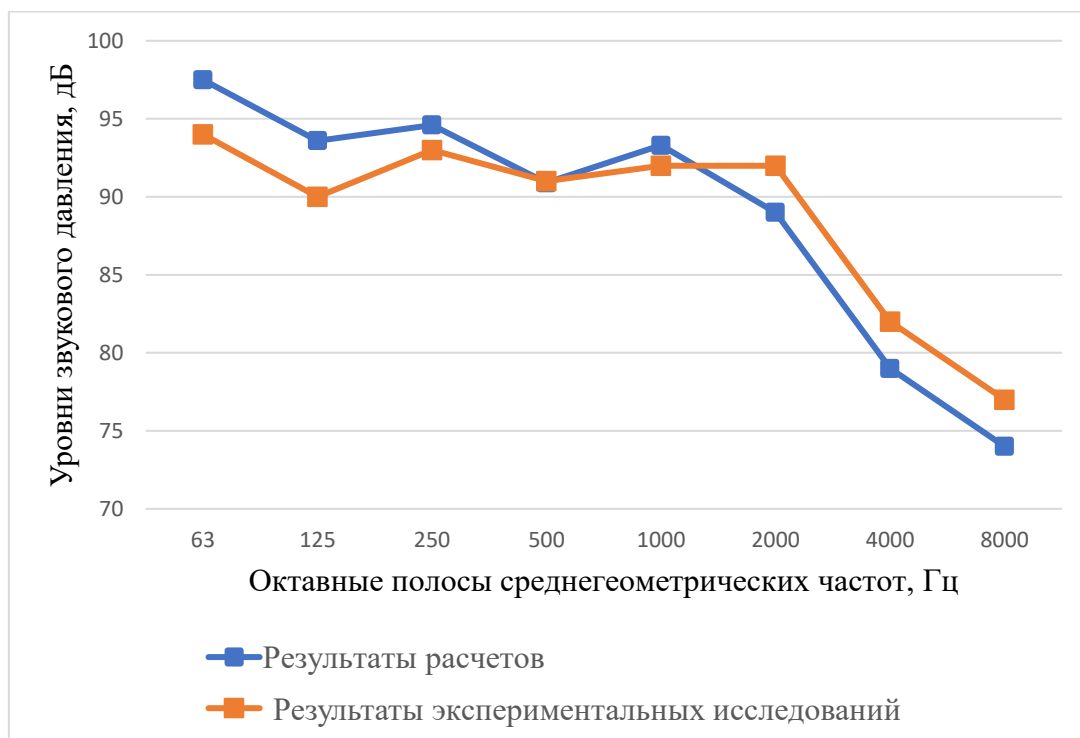


Рисунок 3.9 – Сравнение результатов расчета по предложенной методике и экспериментальных данных

3.5 Вклад структурного звука в процессы шумообразования

3.5.1 Определение вклада в составляющие структурного звука на стоянке

Для всех спектров, полученных на рабочих местах при максимальных оборотах ДВС, характерно наличие ярко выраженных составляющих на низких частотах. Научный руководитель настоящей работы доктор технических наук, профессор А. Е. Шашурин, одно из направлений исследований которого было посвящено шумообразованию в кабинах колесных машин, доказал, что при работе двигателя внутреннего сгорания звуковое поле в кабине от звуковой вибрации формируется только на низких частотах [75]. Полученные им типичные

низкочастотные спектры шума в кабине, с выделенным вкладом структурной составляющей, приведены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Разделение вкладов составляющих шума в кабине

Составляющая звука	УЗД, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц			УЗ, дБА
	63	125	250	
Воздушная	82	72	69	66
Структурная	85–87	73–74	55	60

Таким образом, можно говорить о заметном и даже превалирующем вкладе структурного звука на частотах в диапазоне 31,5–125 Гц. Для исследуемых машин в этом диапазоне частот превышение нормативных показателей в основном не отмечено, поэтому задача снижения составляющей структурного звука при работе ДВС в данной работе не рассматривалась.

3.5.2 Определение вклада структурного звука при движении

Для анализа и понимания вклада звуковой вибрации в звуковое поле на рабочих местах СЖТ использовались, как качественный анализ измеренных уровней виброскорости на изолирующих звук элементах ограждения, так и теория излучения звука. Если принять, что звук излучается пластинами, то звуковая мощность, излучаемая пластиной под действием вибрации:

$$W_{\text{пл}} = \rho c V^2 S_{\text{пл}} j, \text{ дБА}, \quad (3.41)$$

где ρc – удельное акустическое сопротивление среды;

V – усредненное значение виброскорости на поверхности пластины, м/с;

j – коэффициент звукоизлучения пластины, определяемый по графикам в зависимости от отношения среднегеометрической частоты, на которой выполнял расчёт, к критической частоте $f_{\text{кр}}$ (Рисунок 3.10).

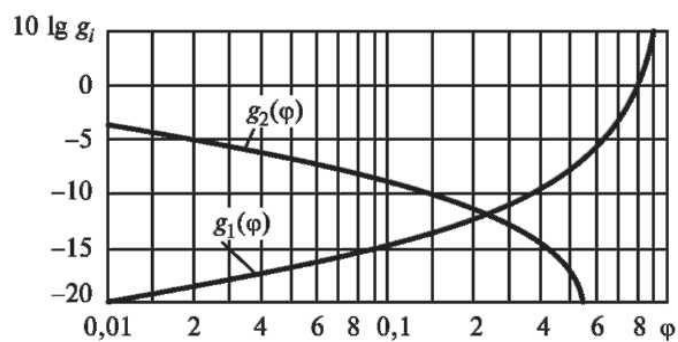


Рисунок 3.10 – Графики функций $g_1(\varphi)$, $g_2(\varphi)$, $\varphi = f/f_{кр}$

$$f_{кр} = \frac{c^2}{1,8c_{пр}h_{пр}}, \quad (3.42)$$

где c – скорость звука в воздухе ($c = 340$ м/с);

$f_{кр}$ – критическая частота излучения звукоограждающей поверхностью (частота совпадения, при которой длина звуковой волны в воздухе равна длине изгибной волны в преграде);

$c_{пр}$ – скорость продольной волны в преграде, м/с;

$h_{пр}$ – толщина преграды, м.

Значения измеренных уровней виброскорости ограждающих конструкций приведены в таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Распределение уровней вибраций по элементам кузова автотранспорта (движение)

Элементы ограждения конструкции	Уровни виброскорости, дБ, в октавных полосах частот, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Пол	99	95	93	91	85	81	78	73	69
Потолок	92	88	86	85	80	74	71	66	60
Боковые стенки	95	92	90	89	83	77	76	69	62
Передняя стенка	94	92	90	88	81	76	71	66	65
Задняя стенка	96	94	91	90	81	76	74	66	65
Остекление переднее	100	96	94	91	90	80	77	72	68
Остекление боковое	99	96	93	91	91	81	77	70	68

Анализ рисунка 3.10 показывает, что значения коэффициента излучения близки к 1, при $f \gg \frac{400}{l}$ (l – наибольший размер излучающей пластины, например металлической стены). Основываясь на этом ($l = 2\text{--}4$ м), можно полагать, что в большей части частотного диапазона, начиная со среднегеометрической частоты 125 (250) Гц, процесс излучения звука зависит от виброскорости (или уровня виброскорости) пластин (при их сравнительно одинаковых размерах). Были проанализированы спектры уровней виброскорости, измеренные на основных звукоизлучающих элементах.

Спектры вибрации имеют ярко выраженный низкочастотный характер: отмечен явный спад уровней виброскорости от низкой частотной части спектра к высокочастотной. Спектры виброскорости идентичны полученным спектрам шума на рабочих местах, т. е. звуковая вибрация играет заметную роль в процессах шумообразования при движении.

Анализируя в целом вибрационное поле на всех звукоизлучающих конструкциях, отметим довольно равномерные распределения вибрации по элементам ограждения, отклонения в каждой октавной полосе не превышают в основном $\pm 2\text{--}3$ дБ. Отмечено характерное снижение полученных уровней виброскорости от низких частот к высоким в среднем на 2–4 дБ на октаву.

Максимальный уровень вибраций зафиксирован на полу кузова. Снижение уровней вибрации на боковых стенках составляет 3–5 дБ. Кроме этого, следует отметить, незначительное снижение интенсивности вибраций несущей рамы, не превышающее 2 дБ от мест крепления двигателя внутреннего сгорания до пола кабины. Уровни вибраций на элементах остекления всего на 4–5 дБ выше, чем на боковых стенках. Уровень вибраций элементов кузова на низких частотах составляет 85–100 дБ, в высокочастотной части спектра – 65–80 дБ. Проанализировав эти данные, можно предположить, что во всем интервале частот значительную роль играет структурная составляющая вследствие большой площади звукоизлучения частей кузова, звуковая мощность которого

пропорциональна произведению площади источника на квадрат скорости колебаний.

Из анализа полученных результатов следует, что почти все элементы (за исключением стекол) вносят примерно равный вклад в шумообразование с учетом площадей излучающих звук конструкций и некоторой разницы в полученных уровнях виброскорости металлических ограждений и остекления.

Исходя из вышеизложенного, для определения вкладов структурного звука на рабочих местах в качестве исходной гипотезы можно принять утверждение авторов [36, 37] о том, что при движении единицы подвижного состава со скоростью до $2/3$ от конструктивной вклады воздушного и структурного шума качения примерно одинаковы (в пределах ± 3 дБ).

Меры по уменьшению вклада структурного звука можно свести к нанесению вибродемпфирующих покрытий на все металлические элементы ограждения, тем самым снизив уровни их виброскорости.

Выводы по главе

1. В общем виде, процесс шумообразования на рабочих местах исследуемых машин представляется следующей схемой: основными источниками являются два (оба механического происхождения) – корпус двигателя внутреннего сгорания и пара «колесо-рельс», при этом первый источник генерирует воздушный шум, а второй как воздушный, так и структурный, вклад которых приблизительно одинаков.

2. Была разработана методика расчета воздушной составляющей от шума при работе ДВС, в основу которой был положен метод последовательного преобразования звуковых полей; предложенный расчет позволяет получить значения вкладов воздушной составляющей от корпуса ДВС на всех рабочих местах, а вклад шума качения предложено определять эмпирическим путем, используя предложенные в работе зависимости.

3. Для каждой из исследуемых машин предложены расчетные схемы и разработаны математические модели, используя которые возможно определять вклад воздушного шума на каждом рабочем месте с учетом акустической мощности источника шума, звукоизолирующих свойств внутренних ограждений, акустических свойств рабочих (кабины, салон) и вспомогательных помещений, т. е. среднего коэффициента звукопоглощения и эквивалентной площади звукопоглощения, а также с учетом площади помещений в предположении, что во всех исследуемых помещениях квазидиффузное звуковое поле.

4. Экспериментальным путем установлено, что на рабочих местах автомотрисы шум качения превалирует почти во всем частотном диапазоне, а на рабочих местах автодрезин две основные составляющие (шум качения и шум ДВС) сравнимы друг с другом. Вклад шума качения предположно прогнозировать эмпирическим путем; на основании полученных экспериментальных данных выведена формула расчета шума качения, а также получены значения поправочных коэффициентов для всего нормируемого диапазона частот.

5. Расчетно-эмпирическим путем выполнены исследования акустических свойств рабочих помещений, с этой целью были проведены измерения времени реверберации в помещениях. Исследованиями было установлено, что этот параметр примерно одинаков (находится в пределах статистической погрешности) для помещений одного назначения обеих машин (например, кабин машиниста), поэтому результаты представлены в обобщенном виде для двух типов помещений (кабины машиниста, пассажирские салоны). По преобразованной формуле Сэбина рассчитаны значения средних коэффициентов звукопоглощения в октавных полосах частот исследуемого частотного диапазона. Анализ показал, что для кабин машиниста $\bar{\alpha}_{\text{каб}} = 0,15\text{--}0,28$ во всем частотном диапазоне, а для салона $\bar{\alpha}_{\text{сал}} = 0,18\text{--}0,34$ в диапазоне частот 63–2000 Гц, что доказывает перспективность применения звукопоглощения для снижения отраженного шума с ожидаемым эффектом не менее 2–3 дБ.

6. Были выполнены экспериментальные исследования звукоизоляции внутренних ограждений, которая оказалась невелика; во внутренних перегородках

с тамбуром звукоизоляция составила всего 4–13 дБ в исследуемом частотном диапазоне, звукоизоляция капота 1–10 дБ, а звукоизоляция отдельных перегородок отличалась при сравнении не менее чем на 4–9 дБ и составила от 2–6 до 6–15 дБ, т. е. внутренние ограждения не были спроектированы как звукоизолирующие.

7. Были выполнены экспериментальные исследования по определению вклада составляющих воздушного шума на рабочих местах, проникающего через различные внешние ограждающие конструкции. С этой целью проводились измерения звукоизоляции внешних ограждений (на стоянке с неработающим ДВС), а также измерения внешнего звукового поля исследуемых машин (при движении). Вклад шума был получен вычитанием из значений уровней эквивалентного звука в точке напротив соответствующего ограждения снаружи элемента ограждения (пола, боковых стен и т. д.) соответствующего значения звукоизоляции элемента. Было установлено, что основная доля звука в кабины и салоны проникает через пол (доля 98 дБА), вклад остальных элементов составил: боковые ограждения – 70 дБА, остекление – 80 дБА, потолок – 63 дБА, т. е. они могут не учитываться при разработке рекомендаций по шумозащите.

8. Проведены исследования с целью определить вклад звуковой вибрации в составляющую шума качения. Выполнены измерения уровней виброскорости на основных излучающих звук конструкциях. При анализе полученных данных отмечено, что вибрационное поле для разных элементов, за исключением остекления, где вибрации почти вдвое ниже, чем на металлических элементах ограждения, имеет достаточно равномерный характер, т. е. вклад звукоизлучения от различных металлических элементов примерно одинаков. Вклад структурного звука сопоставим со вкладом воздушной составляющей; мерой по снижению структурной составляющей шума качения является нанесение вибродемпфирующих покрытий на все металлические элементы ограждений.

Глава 4. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Измерения уровней шума и вибрации на рабочих местах СЖТ

Измерения уровней шума и вибрации на рабочих местах СЖТ проводились в соответствии с действующей нормативно-технической документацией [123–125]. Для получения статистически достоверных данных о каждом исследуемом объекте число измеренных машин составляло не менее трех.

Для измерений использовались следующие разновидности шумомеров: с микрофонами и вибропреобразователи (Рисунок 4.1), характеристики которых приведены в таблице 4.1.



Рисунок 4.1 – Шумомеры, используемые в ходе эксперимента

Таблица 4.1 – Перечень средств измерения

№ п/п	Наименование	Зав. №	Микрофон	Предусилитель
1	2	3	4	5
1	Шумомер – анализатор спектра	110096	ВМК-205 зав. № 6918	P200 зав. № 112671
2	Шумомер – анализатор спектра «Октава-110А»	120118	В&К 4133 зав. № 32365	P200 зав. № 154329

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4	5
3	Шумомер-виброметр, анализатор спектра «Экофизика-110А»	БА170428	ВМК-205 зав. № 5538	P200 зав. № 175187
4	Шумомер-виброметр, анализатор спектра «Экофизика-110А»	БА170427	ВМК-205 зав. № 5942	P200 зав. № 175191

4.2 Определение звукоизоляции ограждающих конструкций

Для оценки звукоизоляции применяются два метода: с искусственным источником шума (ИШ) и со штатным ИШ. В основном в ходе настоящего исследования применялся первый метод, но в некоторых случаях (отсутствие или незначительные уровни звуковой вибрации) и второй. Значения приведенной звукоизоляции ограждающих конструкций были получены из выражения

$$ЗИ_{огр} = \bar{L}_в - \bar{L}_н, \text{ дБ}, \quad (4.1)$$

где $\bar{L}_в$ – усредненные значения УЗД по нескольким измерительным точкам УЗД в помещении I (помещение высоких уровней) или пространстве, где находился источник шума (для шума качения), дБ;

$\bar{L}_н$ – усредненные значения уровней звукового давления по нескольким измерительным точкам в помещении II низких УЗД, дБ.

Схема измерения звукоизоляции показана на рисунке 4.2.

Расположение измерительных точек по площади испытываемой конструкции показано на рисунке 4.3.

Средние уровни звукового давления (высокие или низкие) рассчитываются по формуле:

$$\bar{L} = 10 \lg \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1Li}, \text{ дБ}, \quad (4.2)$$

где n – число точек измерений;

Li – уровни звукового давления, измеренные в i -й точке, дБ.

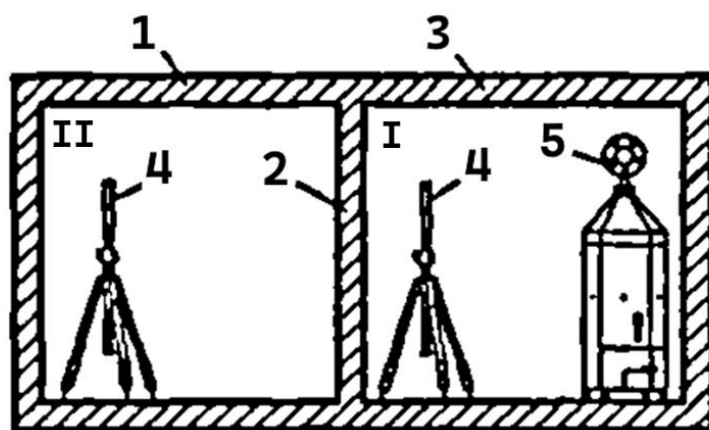


Рисунок 4.2 – Схема измерения звукоизоляции:

1 – приемное помещение; 2 – перегородка; 3 – передаточное помещение, в котором расположен искусственный источник звука; 4 – микрофон; 5 – искусственный источник звука

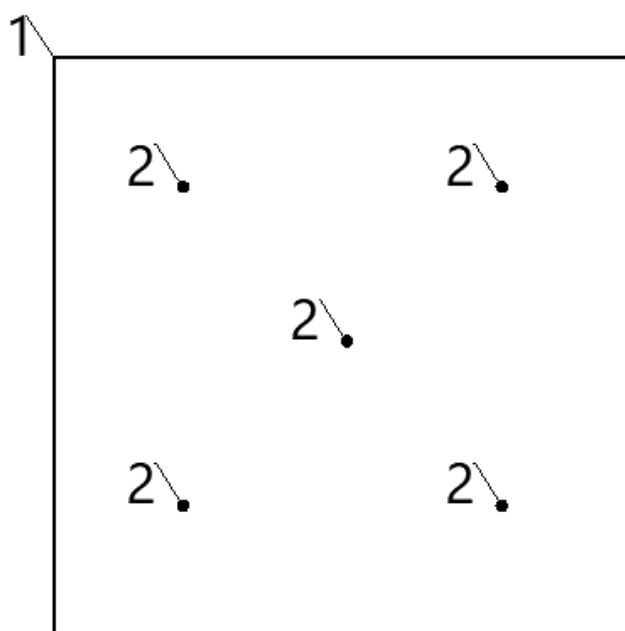


Рисунок 4.3 – Схема расположения измерительных точек по площади испытываемой конструкции:

1 – испытываемая конструкция; 2 – точки измерения

Увеличение числа измерительных точек несколько повышает точность полученных результатов, минимальное число точек измерений – пять. Указанная методика применялась также и для определения звукоизоляции внутренних конструкций ограждений.

4.3 Измерение вклада шума, проникающего в кабину через внешние ограждения

Доля шума в кабине, проникающего через какое-либо ограждение (пол, стена, потолок, остекление) определяется:

$$\Delta L_{\text{огр}} = \bar{L}_{\text{нар}} - \overline{ЗИ}_{\text{огр}}, \text{ дБ}, \quad (4.3)$$

где $\bar{L}_{\text{нар}}$ – усредненные эквивалентные УЗ, измеренные снаружи ограждения, дБА;

$\overline{ЗИ}_{\text{огр}}$ – усредненная звукоизоляция ограждения, дБА.

Доли шума определялись для режима движения, т. е. были разработаны две методики: получение $\bar{L}_{\text{нар}}$ в натуральных условиях и получение значений $\overline{ЗИ}_{\text{огр}}$ с использованием искусственного источника звука.

Измерение наружного звукового поля проводилось при расположении точек измерения снаружи. Схема измерения приведена на рисунке 4.4.

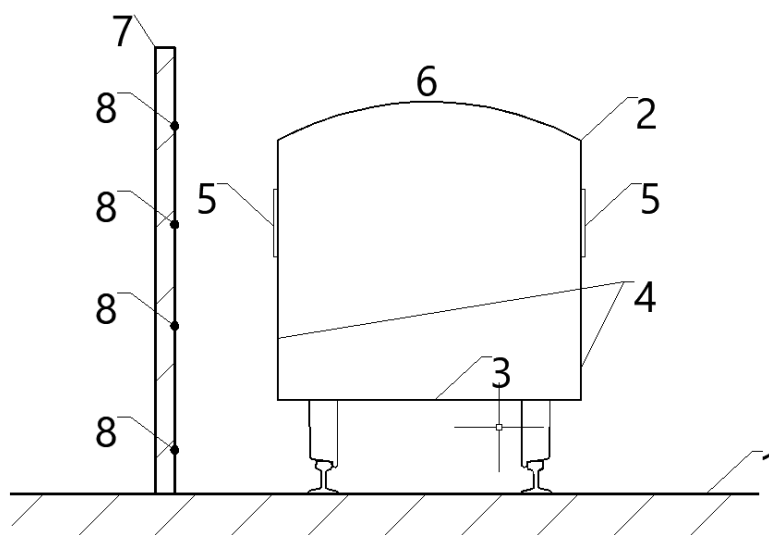


Рисунок 4.4 – Схема измерений наружного звукового поля движущегося СЖТ:

1 – опорная поверхность; 2 – измеряемый объект; 3 – пол; 4 – боковые стены;
5 – остекление; 6 – крыша (потолок); 7 – стойка; 8 – измерительные микрофоны

Измерение одновременно проводилось четырьмя шумомерами, установленными на специальной стойке (в пределах габаритов приближенных

строений), расположение микрофонов – соответственно поставленным задачам. Число отсчетов в каждой измерительной точке – не менее трех, с последующим усреднением результатов.

Измерение звукоизоляции проводилось по схеме, изображенной на рисунке 4.5.

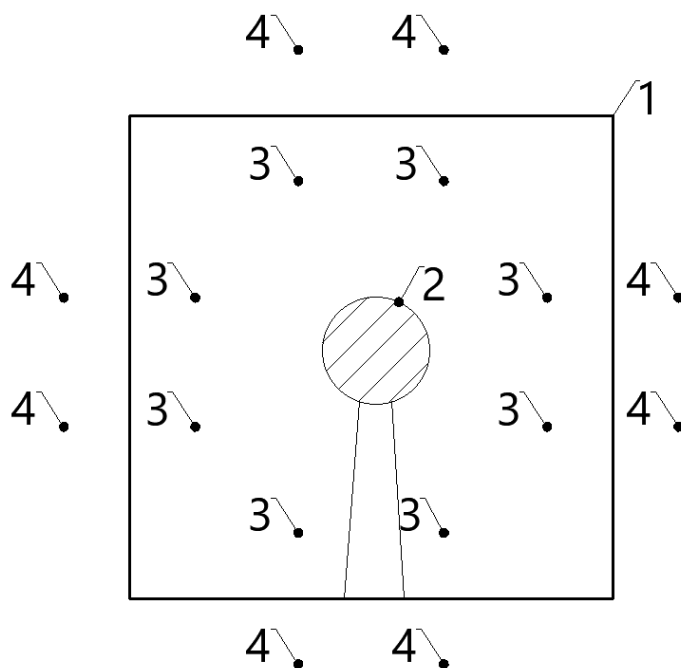


Рисунок 4.5 – Схема измерения звукоизоляции ограждений кабины:
1 – кабина; 2 – искусственный источник шума; 3 – точки измерений
внутри кабины; 4 – точки измерений снаружи (расстояние 0,1 м
от измеряемой поверхности)

Звукоизоляция ограждения определялась:

$$\overline{ЗИ}_{огр} = \bar{L}_{вн} - \bar{L}_{нар}, \text{ дБ}, \quad (4.4)$$

где $\bar{L}_{вн}$ – усредненные значения УЗД в измерительных точках в кабине, дБ;
 $\bar{L}_{нар}$ – усредненные значения УЗД в измерительных точках снаружи,
расположенных напротив измеряемого ограждения, дБ.

Минимальное число точек измерений для каждого ограждения и число измерений для каждой позиции – три.

4.4 Измерения времени реверберации в помещениях

Измерения времени реверберации проводились с искусственным источником звука по схеме, приведенной на рисунке 4.6.

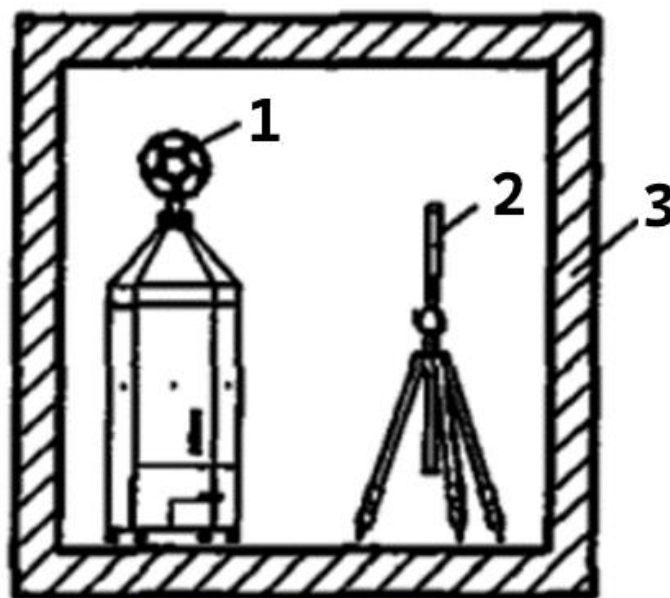


Рисунок 4.6 – Схема измерения времени реверберации помещения с искусственным источником звука:

1 – источник звука; 2 – микрофон; 3 – помещение

Измерения производились в октавных полосах согласно методике ГОСТ 12090-80 [115, 130] в среднегеометрических частотах 63–8000, Гц.

До начала или после каждого измерения проводилась оценка температуры и относительной влажности воздуха в помещении, так как время реверберации особенно зависит от этих параметров микроклимата. Затем производилось возбуждение тестового шума (специальные всенаправленные источники звука). Далее регистрировалась кривая спада и выполнялась обработка результатов. За окончательный результат испытаний принималось среднее арифметическое значение трех испытаний.

4.5 Оценка погрешности результатов измерений

Достоверность и точность акустических измерений связаны с выбором количества объектов исследования. Вопрос состоит в том, что необходимо установить, каким должно быть минимальное число объектов одного типа, чтобы считать полученные усредненные характеристики статистически достоверными.

Опыт показывает, что достоверные характеристики шума могут быть получены, когда число исследуемых объектов одного типа (n) удовлетворяет условию

$$n \geq 3. \quad (4.5)$$

Если разброс УЗД в каждой октавной полосе не превышает 5 дБ, а разброс УЗ не больше 3 дБА, то исходное число объектов считается достаточным. Если же разброс превышает указанные значения, то следует проверить методом Греббса, нет ли грубых ошибок в измерениях.

Ошибка измерений определяется так:

$$\Delta L_i = t_n \frac{\sigma_i}{\sqrt{n}}. \quad (4.6)$$

Здесь t_n – критерий Стьюдента (Таблица 4.2);

σ_i – среднеквадратичное отклонение УЗД в i -й октаве (или отклонение УЗ) для n объектов:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\bar{L}_i - L_{n_i})^2}, \quad (4.7)$$

где $\bar{L}_i$ – среднеарифметическое значение УЗД в i -й октаве для n объектов:

$$\bar{L}_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_{n_i}, \quad (4.8)$$

L_{n_i} – значение УЗД в i -й октаве для каждого из n объектов.

Таблица 4.2 – Значение t_n в зависимости от числа объектов n
для доверительной вероятности $P = 0,95$

Число объектов n	3	4	5	6	7	8	9	10
Критерий Стьюдента t_n	4,3	3,2	2,8	2,6	2,4	2,4	2,4	2,3

Истинное значение $\bar{L}_i$ находится в интервале

$$\bar{L}_i - t_n \frac{\sigma_i}{\sqrt{n}} \leq \bar{L}_{\text{ист}} \leq \bar{L}_i + t_n \frac{\sigma_i}{\sqrt{n}}. \quad (4.9)$$

Выводы по главе

1. Описана методика определения звукоизоляции внутренних ограждающих конструкций, включающая расположение и число точек измерений, расположение искусственного ненаправленного источника звука, способ обработки результатов измерений.

2. Изложен метод определения вкладов воздушной составляющей шума качения, включающий описание способа получения искомых вкладов, методику определения внешнего звукового поля при движении исследуемых объектов (описание устройства для размещения микрофонов, число измерительных точек и измеряемые характеристики – эквивалентные уровни звука, дБА), методику измерения звукоизоляции внешних ограждающих конструкций с использованием ненаправленного источника звука.

3. Описана методика определения времени реверберации в исследуемых помещениях, включающая расположение и число измерительных точек, и способ получения требуемых параметров.

4. Приведена методика оценки погрешности выполненных измерений.

5. Даны сведения об используемой при измерениях виброакустической аппаратуре.

Глава 5. УЛУЧШЕНИЕ УСЛОВИЙ ТРУДА НА РАБОЧИХ МЕСТАХ СЖД ПУТЕМ РАЗРАБОТКИ И АПРОБАЦИИ РЕКОМЕНДАЦИИ И КОНСТРУКЦИЙ ШУМОВИБРОЗАЩИТЫ

5.1 Разработка и апробация рекомендаций и конструкций для снижения шума на рабочих местах СЖТ

5.1.1 Автомотрисы

Общая схема рекомендаций. Схема предложенных рекомендаций по снижению шума в связи с процессами шумообразования показана на рисунке 5.1.

Для снижения шума необходимо использовать комплекс шумозащиты, включающий:

- установку внутренних ограждающих конструкций с усиленной звукоизоляцией;
- установку двойного пола на всей длине автомотрисы с усиленной звукоизоляцией;
- применение во всех помещениях звукопоглощения (подвесные звукопоглощающие потолки, частично звукопоглощение стен);
- применение вибродемпфирующих покрытий на всех металлических поверхностях кузова;
- тщательную акустическую герметизацию внешних и внутренних ограждений.

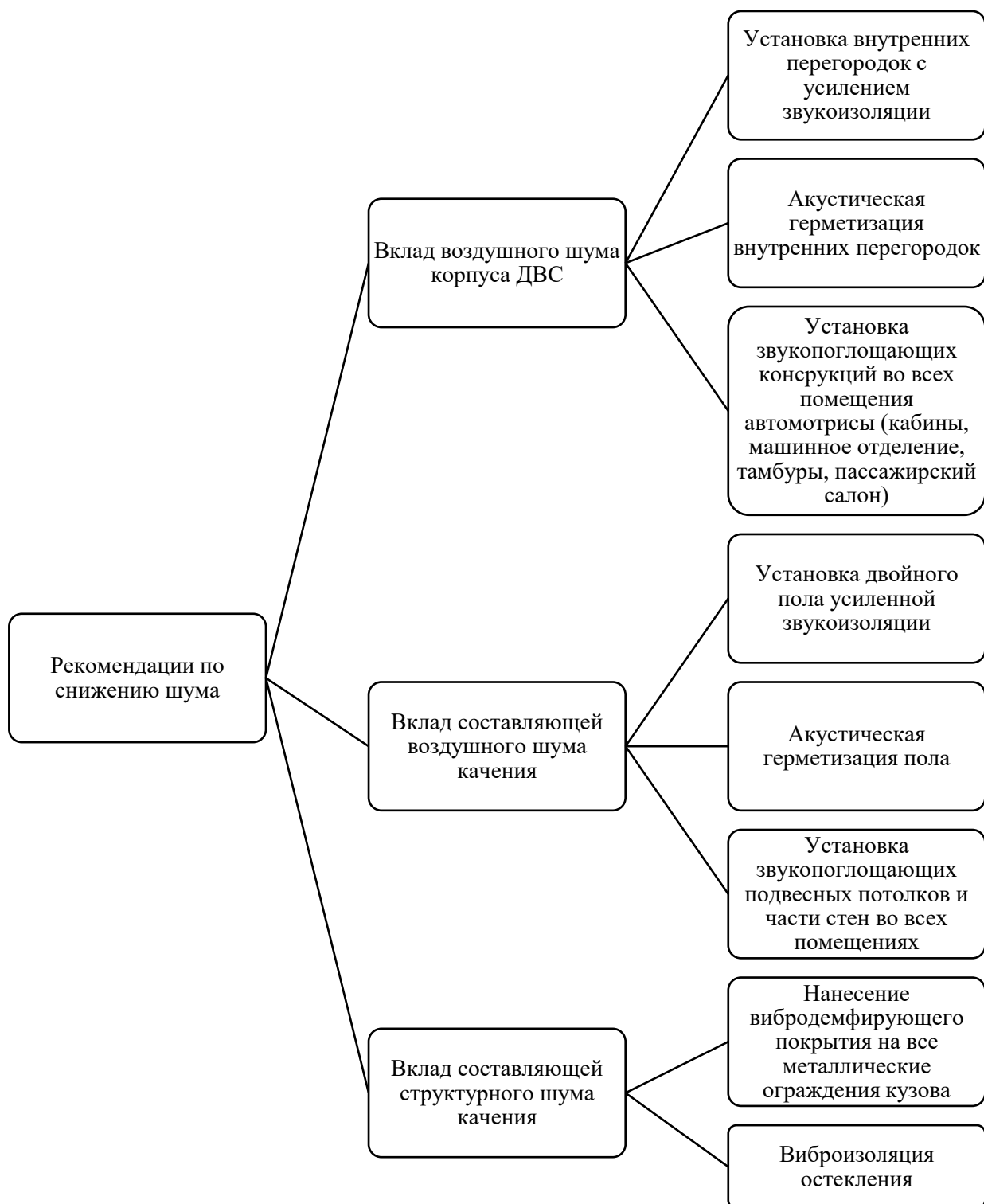


Рисунок 5.1 – Общая схема рекомендаций по снижению шума на рабочих местах

Разработка и проверка эффективности ограждающих конструкций с повышенной звукоизоляцией. Было разработано несколько типов конструкций с повышенной звукоизоляцией, сочетающих в себе виброизолирующие и

вибродемпфирующие свойства: многослойные звукоизолирующие перегородки, перегородки с тамбуром, двойной пол (Рисунок 5.2).

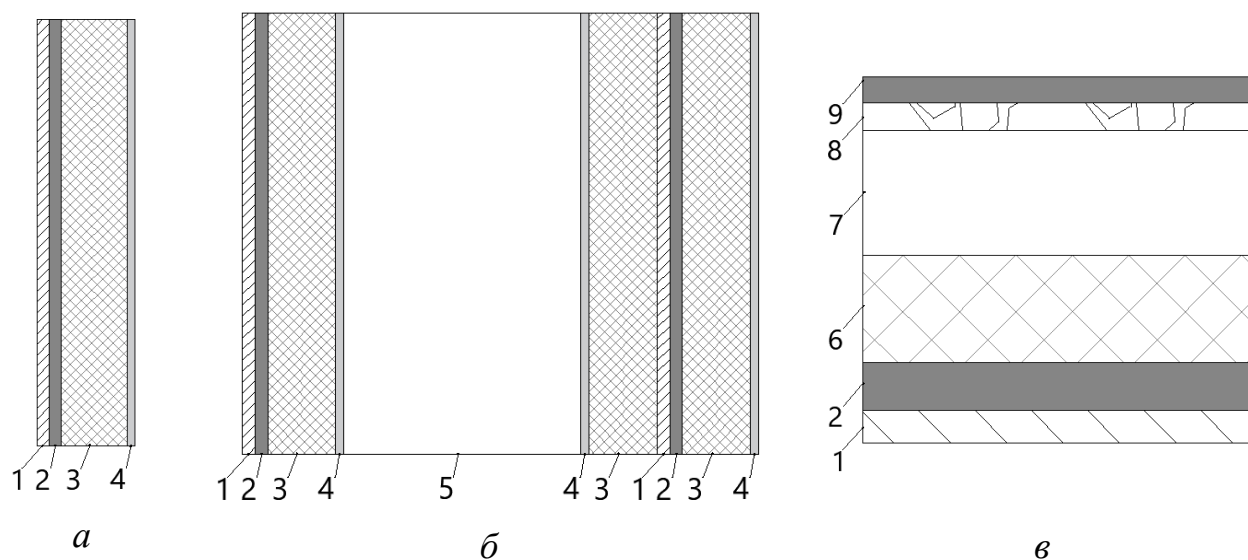


Рисунок 5.2 – Схемы многослойных звукоизолирующих конструкций:

а – многослойная перегородка; *б* – звукоизолирующие перегородки с тамбуром
(между машинным отделением и кабиной машиниста I);

в – двойной звукоизолирующий пол;

1 – металлический лист; 2 – вибродемпфирующее покрытие;

3 – звукопоглощающий материал, например поролон; 4 – перфорированная
винилискожа, 5 – тамбур; 6 – звукопоглощающий материал, например капроновое
волокно, шлаковата и пр.; 7 – воздушный промежуток; 8 – дерево; 9 – линолеум

Все ограждающие конструкции выполнены из металла толщиной не менее 1 мм. Перегородки предлагается выполнять трехслойными, где на металлический лист наносится вибродемпфирующее покрытие, толщиной не менее 2 мм и слой, выполняющий функцию звукопоглощения в помещениях. Слой закрыт перфорированной винилискожей, общая толщина 20 мм (Рисунок 5.2, *а*), и от машинного отделения звукоизоляция со стороны кабины машиниста I усилена тамбуром (Рисунок 5.2, *б*). Усиление звукоизоляции пола достигнуто введением в конструкцию второго твердого слоя, изготавливаемого из дерева толщиной 10 мм, а также воздушного промежутка, заполненного на половину толщины звукопоглощающим материалом (толщина 50 мм).

Опытные конструкции звукоизоляции были изготовлены и испытаны в натурных условиях. Результаты испытаний звукоизолирующей способности средств звукоизоляции приведены в таблице 5.1. Многослойная перегородка обеспечивает звукоизоляцию в диапазоне частот 63–8000 от 14 до 26 дБ; двойной пол от 16 до 36 дБ; звукоизолирующая перегородка с тамбуром от 19 до 48 дБ. Чтобы были понятнее сравнительные величины звукоизоляции, выберем и сравним значение звукоизоляции на частоте 1000 Гц. Перегородка обеспечивает звукоизоляцию 26 дБ, двойной пол – 31 дБ, а перегородки с тамбуром – 44 дБ, то есть каждая последующая конструкция эффективнее предыдущей на 5 и 13 дБ.

Таблица 5.1 – Звукоизолирующая способность опытных звукоизолирующих конструкций (эксперимент)

Наименование конструкции	Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Перегородка	14	16	18	21	22	22	23	24
Пол	16	17	23	28	31	32	34	35
Перегородки с тамбуром	19	21	27	36	44	45	47	48

Проверим, до каких уровней будет снижен воздушный шум от ДВС, расположенного в машинном отделении, в кабине машиниста I при установке предложенной звукоизоляции (Рисунок 5.2, б). Результаты сравнительных измерений и расчетов шума в кабине машиниста I представлены в таблице 5.2, а также на рисунке 5.3 в сравнении с нормами. Сравнительный анализ спектра шума на рисунке 5.3 показывает, что рекомендуемая звукоизоляция позволяет снизить долю шума ДВС в кабине I до значений существенно ниже нормы (например в диапазоне частот 63–1000 Гц на 9–14 дБ). Не стоит удивляться, что в опытную звукоизоляцию заложено столь значительное снижение: при движении возникает более интенсивный шум качения, а для снижения шума в кабине до нормы вклад рассмотренной составляющей должен быть не менее чем на 6–10 дБ ниже нормы на каждой октавной полосе частот.

Таблица 5.2 – Сравнительные результаты измерений шума в при установленной штатной звукоизоляции и предложенной опытной

Наименование измеренного спектра шума	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Шум в машинном отделении	98	99	100	101	105	100	91	80
Шум в кабине машиниста I (работа ДВС на максимальных оборотах (штатная ЗИ))	94	90	93	91	92	92	82	77
Шум в кабине машиниста I при установке дополнительной звукоизоляции (Рисунок 5.2, б)	79	78	73	65	61	55	44	32

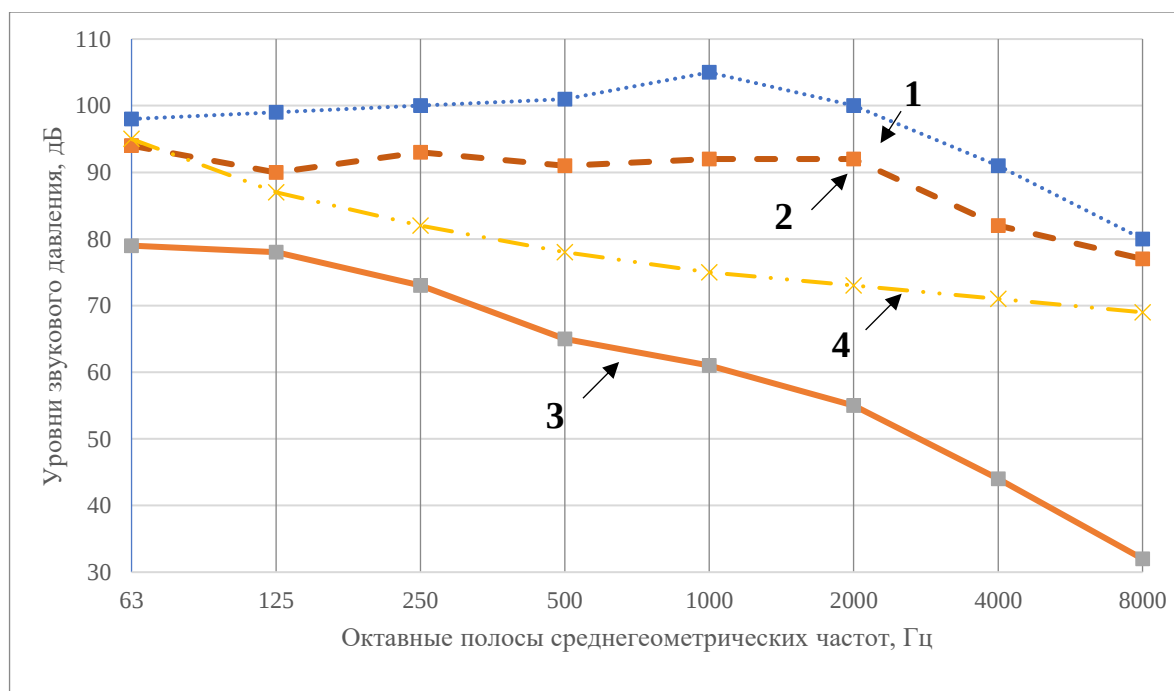


Рисунок 5.3 – Спектры воздушного шума в автомотрисе:

1 – шум в машинном отделении; 2 – шум в кабине I; 3 – шум в кабине машиниста I при установке дополнительной звукоизоляции; 4 – нормативные значения

Проверим, до каких уровней может быть снижен шум от работы ДВС в салоне при применении перегородок с опытной звукоизоляцией.

Результаты измерений спектров шума в салоне со штатной звукоизоляцией перегородки и опытной звукоизоляцией приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Сравнительные результаты измерений шума в салоне при установленной штатной звукоизоляции и предложенной опытной

Наименование измеренного спектра шума	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Шум в машинном отделении	98	99	100	101	105	100	91	80
Шум в салоне при работе ДВС на максимальных оборотах (штатная ЗИ)	92	89	90	89	90	89	81	75
Шум в салоне при установке опытной звукоизоляции (Рисунок 5.2, а)	84	83	82	80	79	75	66	64

На рисунке 5.4 показаны приведенные в таблице 5.2 спектры в сравнении с нормой шума. Анализ данных показал, что при применении опытной звукоизоляции (Рисунок 5.2, а) в салоне имеет место незначительное превышение норм шума на 2–4 дБ в частотном диапазоне 500–2000 Гц. Для снижения шума в салоне до нормы необходимо установить в салоне добавочное звукопоглощение, эффективность которого будет показана ниже.

Значения ожидаемых спектров шума в кабине машиниста II не приводятся, так как высокая эффективность звукоизоляции (Рисунок 5.2, б) обеспечит в кабине II снижение УЗД (режим работы – стоянка, максимальные обороты ДВС) до уровня значительно ниже нормативного [131].

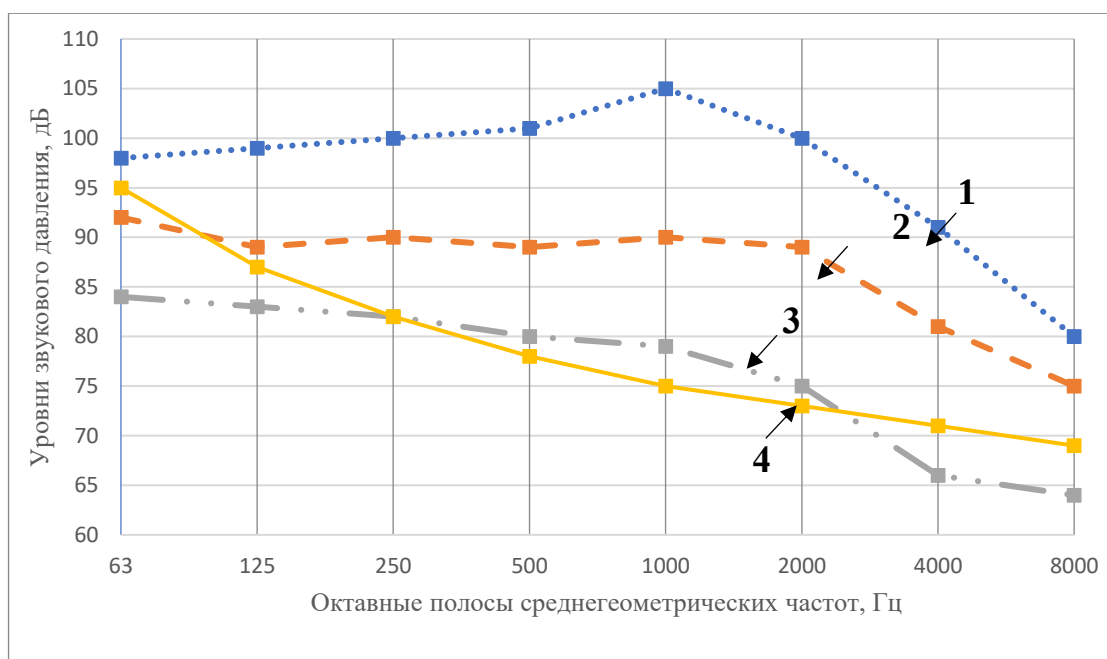


Рисунок 5.4 – Спектры шума в машинном отделении (1) и в салоне (2) при штатной звукоизоляции (стоянка, максимальные обороты ДВС) и в салоне с опытной звукоизоляцией (3) в сравнении с нормой (4)

Снижение (для примера в кабине I) составляющей воздушного шума качения. С учетом данных таблицы 3.10 была принята гипотеза о примерно равном вкладе воздушной и структурной составляющих шума качения. С учетом этой рабочей гипотезы, а также почастотного энергетического вычитания вклада воздушной составляющей от работы ДВС расчетом был получен ожидаемый спектр доли воздушного шума в кабине I при движении автотранспорта с заданной скоростью (Рисунок 5.5). Расчетные спектры воздушного шума качения в кабине I при применении штатной и опытной звукоизоляции пола (Рисунок 5.2, в) в сравнении с нормами показаны на рисунке 5.5.

Расчет показывает, что снижение УЗД во всем частотном диапазоне составляет 17–32 дБ, что обеспечивает уменьшение вклада воздушной составляющей шума качения до значений ниже требований норм (Таблица 5.3).

Таблица 5.3 – Спектры воздушного шума в кабине при движении

Наименование измеренного спектра шума	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Расчетный вклад в кабине I составляющей воздушного шума качения	91	87	95	94	94	90	80	72
Шум в кабине машиниста I при движении после установки опытной конструкции пола (см. рисунок 5.2, в)	75	70	72	66	62	58	46	36

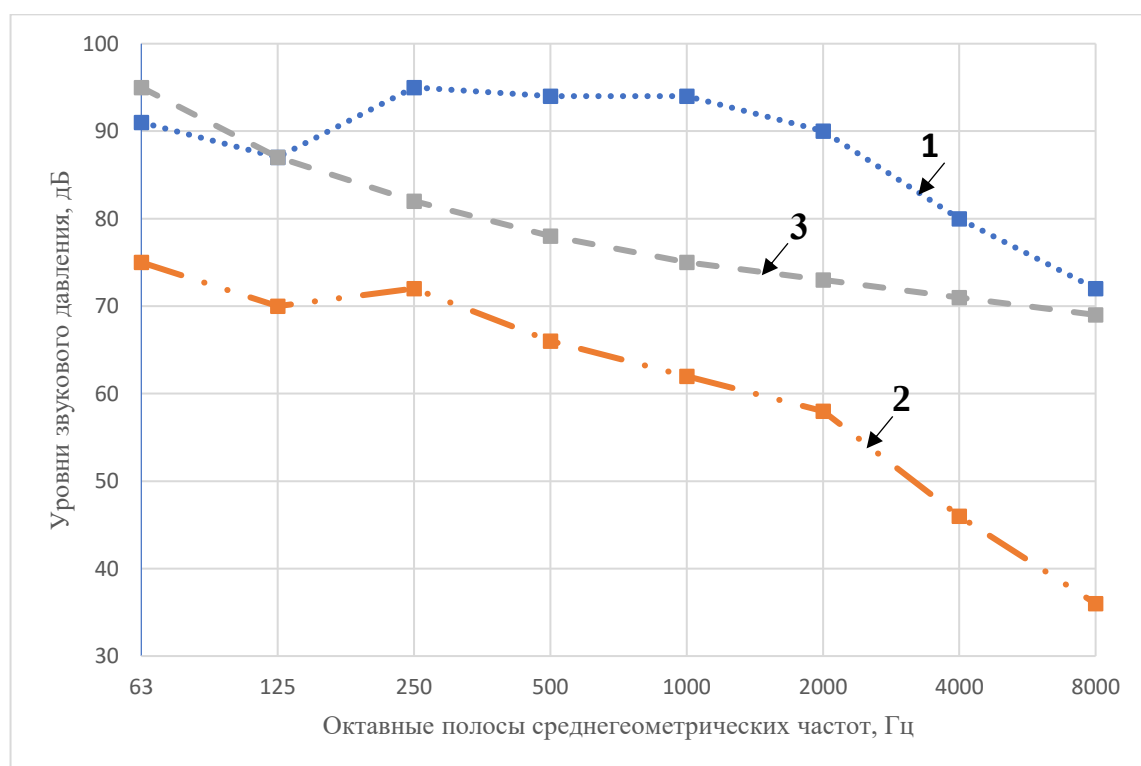


Рисунок 5.5 – Рассчитанные спектры вклада воздушного шума в кабине машиниста I:

1 – воздушная составляющая при штатной звукоизоляции; 2 – воздушная составляющая при применении опытной звукоизоляции (Рисунок 5.2, в);

3 – норма шума в кабине

Анализируя данные на рисунке 5.5, нетрудно убедиться, что вклад воздушной составляющей шума качения в кабине I ниже нормы, например, в частотном диапазоне 250–2000 Гц на 10–15 дБ, т. е. вклад обеих воздушных составляющих с опытной звукоизоляцией не должен сказываться на процессе шумообразования в кабине I. Следует отметить, что вышеприведенный анализ также относится и к кабине машиниста II, так как здесь процессы шумообразования (шум качения) аналогичны.

Снижение (для примера в кабине I) составляющей звуковой вибрации шума качения. Снижение звуковой вибрации ограждающих конструкций достигается нанесением вибродемпфирующих материалов на металлические ограждения кузова. Расчет эффективности покрытий можно выполнить, зная, насколько дБ снижается УЗД металлической пластины при использовании тех или иных видов вибродемпфирующих материалов. Данные экспериментов для трех типов материалов приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Снижение шума металлической пластины толщиной 1 мм при применении различных вибродемпфирующих материалов

Наименование вибродемпфирующего покрытия	Толщина, мм	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Войлок технический	10	6	7	6	5	7	7	8
Резина	5	6	7	7	9	10	11	10
Мастика (тип 580)	4	8	12	12	14	12	15	17

Как видно из данных таблицы 5.4, мастика (тип 580) более предпочтительна в качестве вибродемпфирующего покрытия. Данные о расчетных спектрах в кабине I при применении вибродемпфирующей мастики показаны на рисунке 5.6.

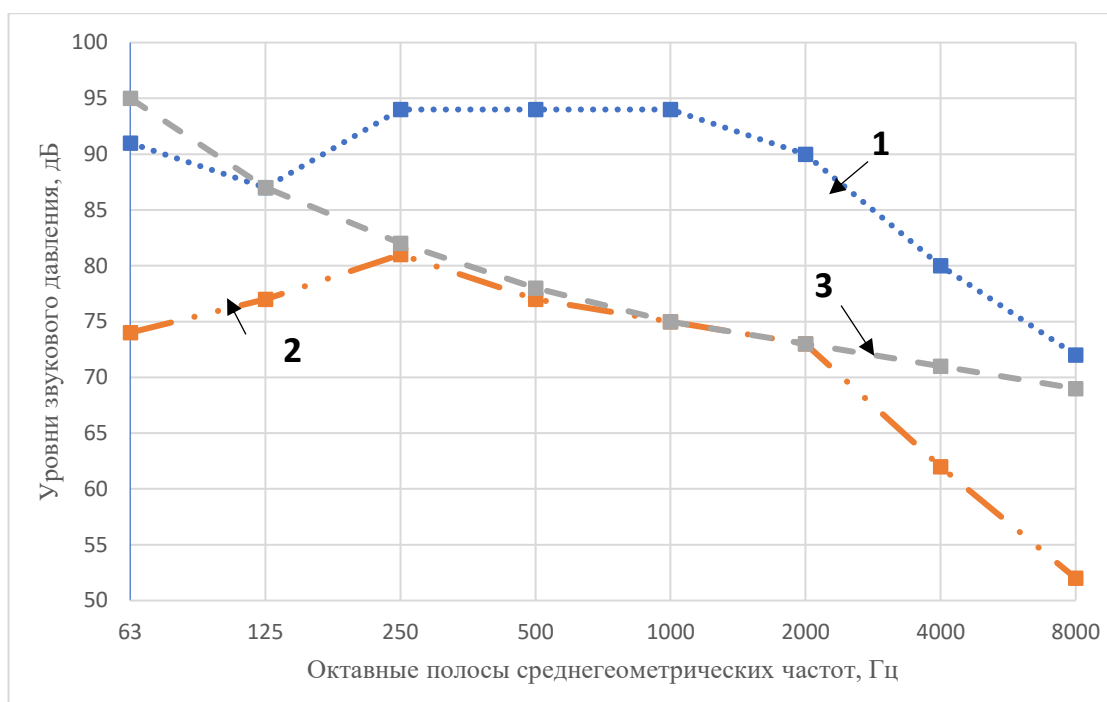


Рисунок 5.6 – Расчетные спектры вклада звуковой вибрации в кабине машиниста I (шума качения):

1 – вклад звуковой вибрации при штатной звукоизоляции; 2 – вклад звуковой вибрации при применении средств вибродемпфирования; 3 – норма шума

Как видно из результатов эксперимента, вибродемпфирующая мастика (тип 580) толщиной 4 мм обеспечивает снижение УЗД на 8–17 дБ в диапазоне частот 125–8000 Гц. Необходимо отметить, что расчетный спектр шума в кабине получен при допущении, что излучают шум под действием вибрации только металлические ограждения кабины. Это допущение корректно, так как экспериментами доказано (см. главу 3), что уровни вибрации остекления на 4–5 дБ ниже, чем на металлических поверхностях, а также если предусмотреть для остекления кабины меру по эффективной виброизоляции путем заключения каждого элемента остекления в контур из мягкой резины, предотвращающей какой-либо контакт стекла с металлической поверхностью. Спектр 1 на рисунке 5.3 получен в предположении, как упоминалось, что вклады воздушного звука и звуковой вибрации на рабочих местах примерно одинаковы, т. е. исходные данные взяты из таблицы 5.3, а данные по снижению шума применением вибродемпфирования получены с учетом данных таблицы 5.4 (последняя строка).

Снижение шума на рабочих местах применением звукопоглощения.

При анализе данных, представленных на рисунке 5.4, отмечено некоторое превышение УЗД в частотном диапазоне 500–2000 Гц на величину от 2 до 4 дБ. Как указывалось выше, некоторого снижения шума в помещениях можно добиться, применив звукопоглощение. Необходимо установить порядок этих цифр.

В качестве звукопоглощения (ЗП) предлагается облицовка потолка помещений, и частично стен, в объеме примерно 50 % от общей площади каждого помещения (кабины машиниста I, II и салон). Звукопоглощающая конструкция представляет собой конструкцию (Рисунок 5.2, а) или слой звукопоглощающего материала (шлаковата) толщиной 50 мм, защищенный перфорированным листом с коэффициентом перфорации не менее 0,3. Эффективность применения звукопоглощения, т. е. величину снижения УЗД применением ЗП, определим по преобразованной нами формуле:

$$\Delta L_{ЗП} = 10 \lg \frac{\alpha_{обл} S_{пом}}{2 \bar{\alpha}_{пом} S_{пом}}, \text{ дБ}, \quad (5.1)$$

где $\alpha_{обл}$ – коэффициент звукопоглощения конструкции, которая рекомендуется для увеличения эквивалентной площади звукопоглощения (Таблица 5.5);

$S_{пом}$ – площадь помещения (кабина или салон), где выполняется облицовка звукопоглощающим материалом), м²;

$\bar{\alpha}_{пом}$ – средний коэффициент звукопоглощения в помещении до облицовки (Таблица 3.5).

Для упрощения в формуле (5.1) было принято допущение, что $\alpha_{обл} \rightarrow \bar{\alpha}_{пом}$, что, как показали расчеты, приведет к ошибке не более 1 дБ, которой можно пренебречь.

Таблица 5.5 – Значения (справочные) коэффициентов звукопоглощения конструкции

Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\alpha_{обл}$	0,21	0,42	0,63	0,71	0,82	0,79	0,75	0,75

Результаты расчетов по формуле (5.1) для двух видов помещений даны в таблице 5.6.

Таблица 5.6 – Рассчитанные значения эффективности снижения шума в помещениях при применении звукопоглощения

Наименование помещения	Снижение уровней звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабины машинистов	0	1	1	4	4	3	3	3
Пассажирский салон	0	1	1	3	2	2	2	2

Расчеты показали, что снижение шума в помещениях при применении звукопоглощения невелико, и в диапазоне частот 125–8000 Гц были получены следующие значения снижения: кабина от 1 до 4 дБ (максимальная эффективность на частотах 500 и 1000 Гц); пассажирские салоны от 1 до 3 дБ.

На основании выполненных расчетов и экспериментов были рассчитаны ожидаемые УЗД в кабине I (в кабине II шум несколько меньше), приведенные в таблице 5.7.

Расчет ожидаемых УЗД был выполнен по формуле:

$$L_{\text{РТожид}}^{\text{каб 1}} = 10 \lg (10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2}) - \Delta L_{\text{ЗП}}, \text{ дБ}, \quad (5.2)$$

где L_1 – вклад составляющей воздушного шума в кабине после установки опытной звукоизоляции (Таблица 5.3), дБ;

L_2 – вклад составляющей структурного шума качения после установки опытного демпфирования в кабине (Рисунок 5.6), дБ;

$\Delta L_{\text{ЗП}}$ – расчетное снижение шума в кабине после применения звукопоглощения, дБ (Таблица 5.6).

Данные расчетов приведены в таблице 5.7 и показаны на рисунке 5.7.

Таблица 5.7 – Измеренный и ожидаемый уровни звукового давления на рабочих местах автомотрисы до и после внедрения комплекса предлагаемых мероприятий при движении автомотрисы

Наименование помещения	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабина машиниста I (расчет по формуле (5.2))	77	79	83	82	80	78	65	55
Кабина машиниста I (эксперимент)	96	92	99	98	98	95	85	78

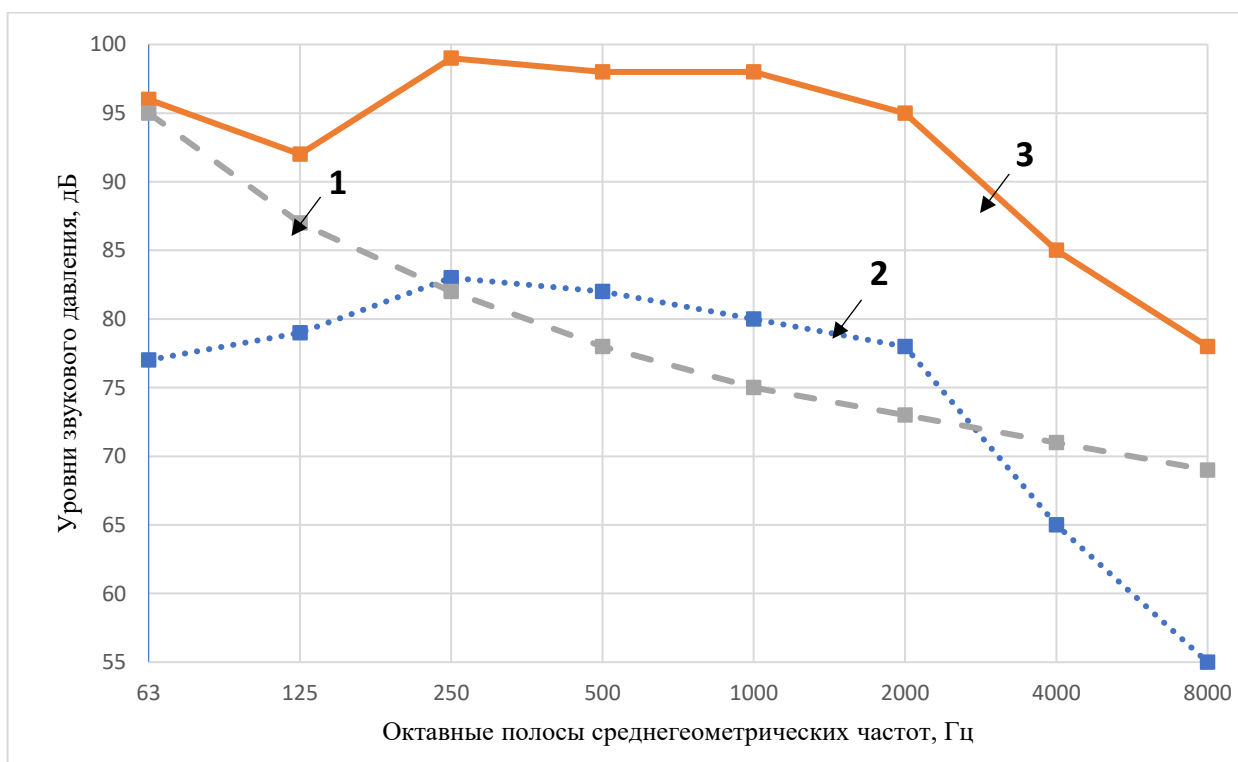


Рисунок 5.7 – Спектр шума в кабине машиниста I на режиме движения со скоростью $2/3$ от конструкционной:

1 – норма шума; 2 – спектр, рассчитанный с учетом внедрения всех мероприятий (формула (5.2)); 3 – измеренный

Анализ данных, приведенных на рисунке 5.7, показывает, что при внедрении всех предложенных мероприятий по шумозащите (усиленная многослойная звукоизоляция с тамбуром между машинным отделением и кабиной I, двойной пол

с усиленной звукоизоляцией, нанесение вибродемпфирующего покрытия на все металлические ограждения кабины и применение в кабине звукопоглощения (площадью не менее 50 %) шум в кабине снижен до требований норм во всем нормируемым частотном диапазоне.

Учитывая почти полную идентичность процессов шумообразования в кабине II, а также в пассажирском салоне, аналогичные расчеты для этих рабочих мест нами не приводятся. Необходимо только обратить внимание, что при внедрении аналогичных мер шум на этих рабочих местах также будет снижен до нормы.

5.1.2 Автодрезины. Общая схема рекомендаций

Для снижения шума необходимо использовать комплекс защиты от шума и звуковой вибрации, включающий:

- установку в кабине I звукоизолирующего капота на двигатель внутреннего сгорания;
- установку по всей длине автодрезины двойного звукоизолирующего пола;
- нанесения на все металлические ограждающие конструкции вибродемпфирующего покрытия;
- тщательную акустическую герметизацию ограждающих конструкций;
- применение во всех помещениях звукопоглощающих конструкций;
- применение звукоизолирующей перегородки между кабиной машиниста I и пассажирским салоном.

Схема предложенных рекомендаций показана на рисунке 5.8.

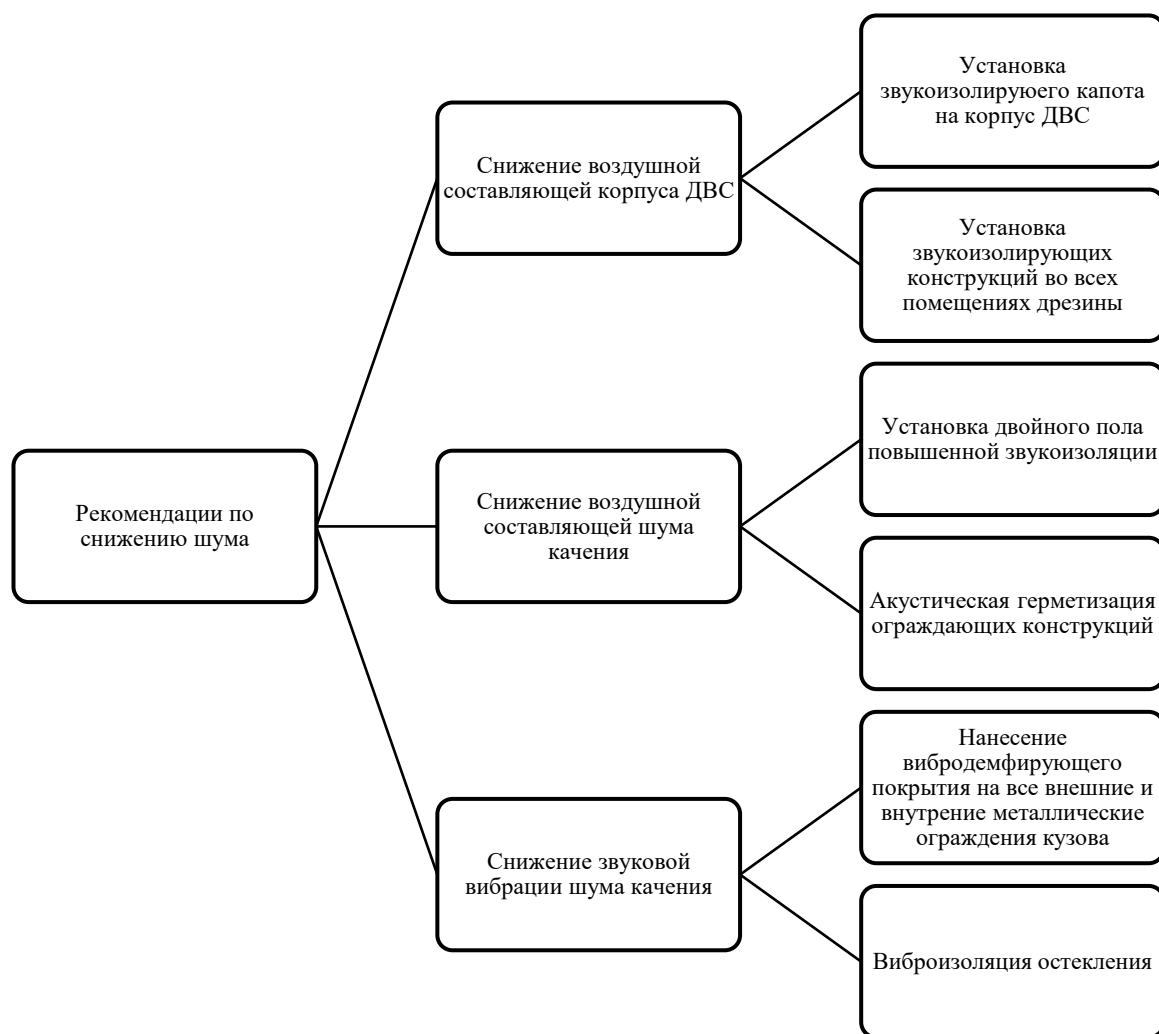


Рисунок 5.8 – Общая схема рекомендаций по снижению шума на рабочих местах автодрезин

Разработка конструкции звукоизолирующего капота. Капот в кабине изготавливается в виде цельной конструкции, не имеющей проемов и отверстий. Теплообмен осуществляется через проем под полом кабины. Таким образом, в расчетах можно принимать капот как ограждающую конструкцию, в которой обязательными элементами являются звукоизоляция (металлический корпус), звукопоглощение (внутреннее покрытие слоем звукопоглощающего материала, защищенного перфорированным листом), а также вибродемпфирование всей поверхности металлического корпуса капота. Схема звукоизолирующего капота показана на рисунке 5.9.

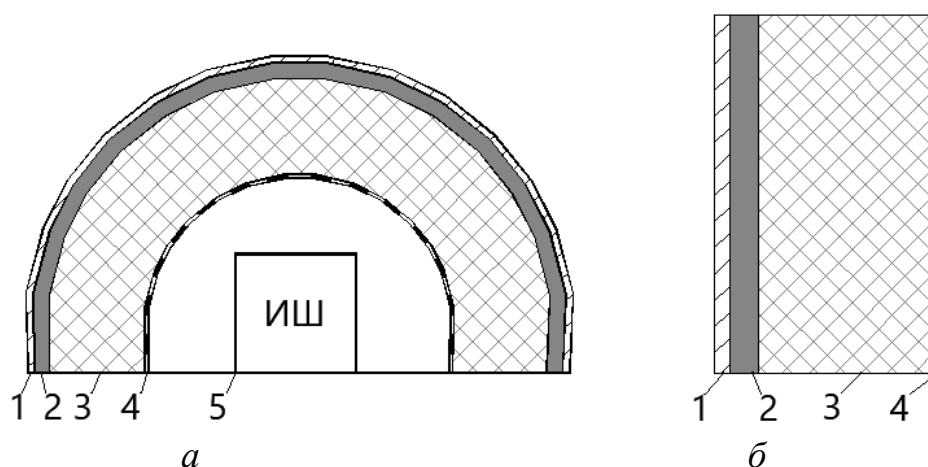


Рисунок 5.9 – Схема звукоизолирующего капота:

а – разрез, вид спереди; *б* – стена в разрезе;

1 – металлический корпус капота (толщина равна 2 мм); 2 – вибродемпфирующее покрытие (4 мм); 3 – звукопоглощающий материал (50 мм); 4 – перфорированное покрытие (0,5 мм); 5 – корпус ДВС

Измеренные значения звукоизоляции опытного капота сведены в таблицу 5.8.

Таблица 5.8 – Измеренная звукоизоляция конструкции капота (Рисунок 5.8)

Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ЗИ, дБ	15	18	24	29	31	32	32	37

Сравнительные спектры шума в кабине I при штатной звукоизоляции и при установке опытного капота (на стоянке) в сравнении с нормами показаны на рисунке 5.10.

Анализ результатов расчета показывает, что эффективность предложенной и испытанной конструкции значительна, капот снижает УЗД при работе расположенного в кабине I двигателя (на 10 и более дБ) до значений меньшей допустимой нормы. Такая избыточная эффективность выбрана намеренно, так как вклад шума ДВС в кабине не должен сказываться на процессах шумообразования в кабине. При этом условии вклад шума ДВС будет еще меньше в салоне и в кабине II, т. е. воздушная составляющая шума ДВС не будет оказывать влияния на уровень шума на рабочих местах автодрезины.

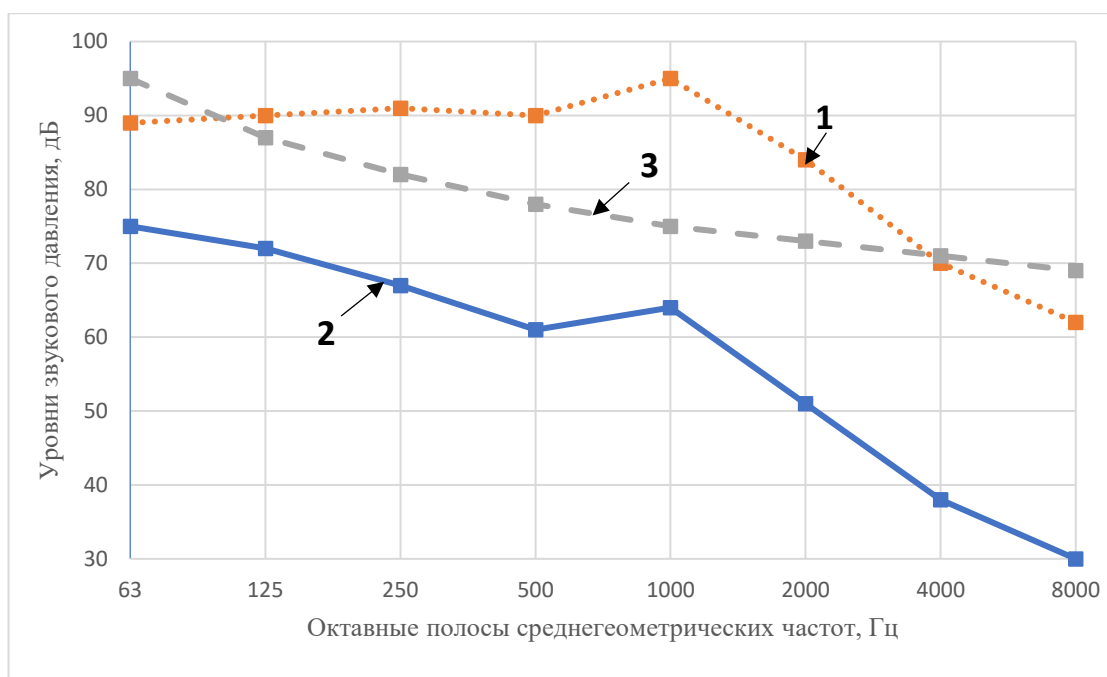


Рисунок 5.10 – Измеренный (1) и рассчитанный после применения звукоизолирующего капота (2) спектр шума в кабине машиниста I автодрезины в сравнении с нормами (3)

Что касается шума качения, то рекомендации по его снижению, а также процессы шумообразования абсолютно идентичны вышеописанному, т. е. при применении указанных рекомендаций (двойной пол, вибродемпфирование, звукопоглощение) шум на рабочих местах гарантированно будет снижен до нормы.

5.2 Разработка рекомендаций и конструкции по снижению вибрации на рабочем месте машиниста

В случаях, когда снизить вибрационное воздействие на оператора до нормы мероприятиями непосредственно на конструктивных элементах не удастся, а также при действии низкочастотной случайной вибрации (толчков, ударов и др.) на рабочем месте рекомендуется установка виброизоляционного сиденья [23]. Установленные на подвижном составе рабочие сиденья нередко имеют собственную частоту колебаний близкую частоте ходовой вибрации, что увеличивает воздействие ходовой вибрации на обслуживающий персонал. Современные виброзащитные сиденья являются сложной конструкцией,

обеспечивающей комфортные условия труда работникам на рабочем месте, а также снижающей ходовую вибрацию.

В работе предлагается модель сиденья, позволяющая снижать как периодические, так и случайные вибрации, характерные для специализированного железнодорожного транспорта. Конструктивно сиденье состоит из гибкой подвески, регулятора жесткости подвеса, посадочного места, механизма регулировки положения посадочного места и элементов вибродемпфирования. Форма, размер и конструкция посадочного места совместно с регулировками позволяют обеспечить работнику комфортные условия труда благодаря удобной позе и снижению вибрационного воздействия. Сиденье показано на рисунке 5.11.

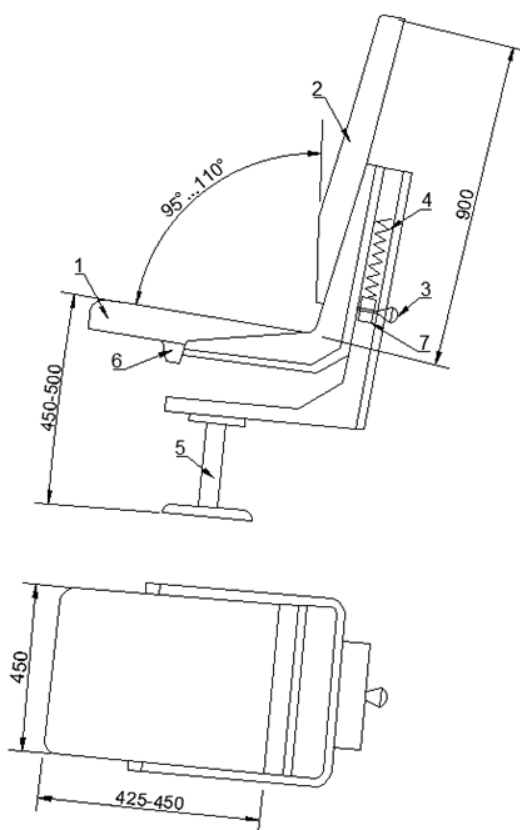


Рисунок 5.11 – Виброзащитное сиденье для специализированного железнодорожного транспорта:

- 1 – подушка; 2 – спинка; 3 – регулировочное устройство; 4 – гибкий подвес;
5 – стойка; 6 – ограничительный упор; 7 – опорная балка гибкого подвеса

Посадочное место состоит из подушки и спинки. Подушка рекомендуется переменной толщины от 20–50 мм. Спинка поднимается до высоты головы

машиниста, составная, регулируется по углу наклона. Базовый угол наклона принимается $95\text{--}110^\circ$ к подушке, что позволяет создать опору для спины оператора и снизить напряжение на позвоночный столб. Возможна регулировка высоты сиденья от 76 до 102 мм, при этом механизм регулировки не позволяет осуществлять чрезмерные продольные и поперечные перемещения.

В качестве набивочных материалов сиденья используются латекс, пенополиуретан и др., в качестве обивочных – искусственная кожа или тканевые материалы с высокой воздухопроводимостью и устойчивостью к износу. Подлокотники в кресле машиниста конструкцией не предусмотрены в связи с постоянным нахождением его рук на органах управления.

Конструктивно гибкая подвеска состоит из двух цилиндрических пружинных элементов, работающих на сжатие, которые опираются на резинометаллические шарниры (сайлентблоки). Последние позволяют как снизить колебания пружинных элементов при совпадении вынужденных частот с собственной частотой колебаний, так и увеличить виброизоляцию. Особенностью шарниров является то, что они изготавливаются из мягкой резины и работают на кручение. Материал элемента, а также способ приведения его в действие позволяют реализовать в нем два важных качества: обеспечение эффекта вибродемпфирования путем внесения потерь на резонансной частоте, а также дополнительный статический прогиб, обеспечивающий повышение эффективности сиденья. Резинометаллические шарниры (сайлентблоки) устанавливаются в балке, которая, в свою очередь, закрепляется к раме через механизм регулировки жесткости пружины кресла, через еще один резинометаллический шарнир. Направляющие устройства выполняют кинематическую и силовую связь между полом кабины, упругим элементом и посадочным местом. Конструкция направляющих устройств определяет траекторию относительно перемещения посадочного места, а также способ и размер нагружения упругого элемента, обеспечивая большой статический прогиб подвески, а следовательно, низкую собственную частоту колебаний.

Схема устройства опорной балки гибкого подвеса показана на рисунке 5.12.

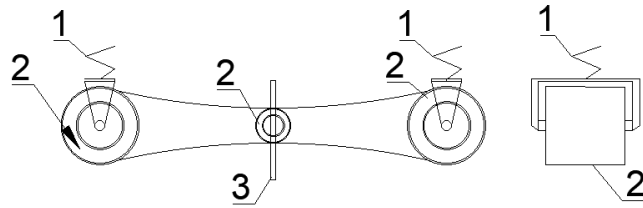


Рисунок 5.12 – Устройство опорной балки гибкого подвеса:

1 – цилиндрические пружинные элементы; 2 – резинометаллический шарнир;
3 – планка регулировки жесткости гибкого элемента

Произведем расчет виброизоляционного гибкого подвеса предлагаемой конструкции (Рисунок 5.12) в отношении рассматриваемых объектов исследований.

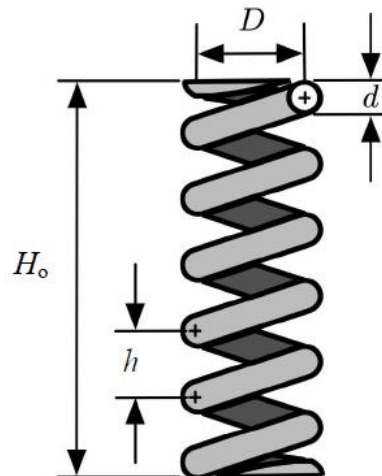


Рисунок 5.13 – Схема пружинного виброизолятора

Примем значение собственной частоты виброизолятора $f_0 = 2,3$ Гц.

Определяем статическую осадку:

$$X_{\text{ст}} = \frac{g}{(2\pi f_0)^2}. \quad (5.3)$$

Вычисляем суммарную жесткость виброизолятора в вертикальном направлении:

$$q_0 = \frac{Mg}{X_{\text{ст}}}, \quad (5.4)$$

где M – масса виброизолируемой системы.

Определяем вертикальную жесткость одного виброизолятора:

$$q_1 = \frac{q_0}{n}, \quad (5.5)$$

где n – число виброизоляторов, шт.

Находим расчетную нагрузку на одну пружину:

$$P_1 = \frac{Mg}{n}. \quad (5.6)$$

После этого определяем геометрические размеры пружинных виброизоляторов. Диаметр прутка пружины определяется по формуле

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{kP_1C}{[\tau]}}, \quad (5.7)$$

C – индекс пружины:

$$C = D/d, \quad (5.8)$$

где D – диаметр пружины, м (от 4 до 10);

d – диаметр прутка, м;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение сдвига при кручении, Н/м² (Таблица 5.9);

k – коэффициент деформации пружины (Рисунок 5.14).

Таблица 5.9 – Допустимые напряжения для пружинных сталей

Сталь		Модуль сдвига G , Н/м ² · 10 ¹⁰	Допускаемое напряжение $[\tau]$, Н/м ² · 10 ⁸	Диаметр прутка
Группа	Марка			
Углеродистая	70	7,83	3,73	≤ 8 мм
Хромованадиевая	50 ХФА	7,7	4,90	≥ 12,5 мм
Кремнистая	55 С 2	7,45	4,41	≥ 10 мм

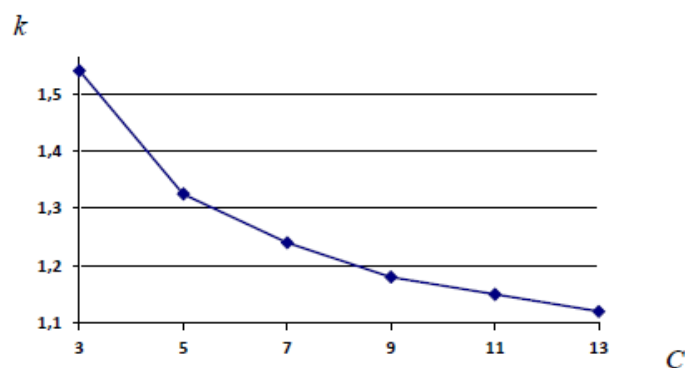


Рисунок 5.14 – Определение коэффициента деформации пружины

Округляем диаметр прутка до ближайшего значения согласно сортаменту.

Диаметр пружины определяется согласно формуле:

$$D = Cd. \quad (5.9)$$

Округляем диаметр пружины до ближайшего значения согласно каталогам.

Определяем требуемое количество рабочих витков

$$i_1 = \frac{G d}{8 q_1 C^3}. \quad (5.10)$$

Полное число витков пружины равняется:

$$i_{\Sigma} = i_1 + i_2, \quad (5.11)$$

i_2 – нерабочее число витков пружины ($i_2 = 1,5$ при i_1 менее 7 и $i_2 = 2$ при i_1 более или равном 7).

Шаг витка равняется:

$$h = 0,25D. \quad (5.12)$$

Высота ненагруженной пружины

$$H_0 = i_1 h + (i_2 - 0.5)d. \quad (5.13)$$

Результаты расчетов представлены в таблице 5.10.

Для рассматриваемых объектов исследований гибкий подвес рекомендуется формировать из двух пружинных элементов с диаметром прутка 4 мм, диаметром пружины 28 мм, числом витков 57 шт. и высотой 39 см. Резинометаллические шарниры (сайлентблоки) подбираются согласно собственной частоте колебаний виброизолятора 1,4 Гц для исключения совпадения резонансных частот.

Расчет эффективности виброзащитного сиденья был выполнен по формуле [62]:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{f_B}{f_c}, \text{ дБ}, \quad (5.14)$$

где f_B – частота вынужденных колебаний (экспериментами получено $f_B = 4$ Гц);
 f_c – собственная частота колебаний виброзащитного сиденья, Гц, определяемая:

$$f_c = \frac{5}{\sqrt{x}}, \text{ Гц}, \quad (5.15)$$

где x – статический прогиб, см.

При разработке сиденья установлено, что $x = 2,3$ см.

Таблица 5.10 – Расчет требований к виброизолятору

Частота	f , Гц	2	4	8	16	31,5	63
Необходимое снижение	ΔL , дБ	0	8	12	11	7	5
Собственная частота	f_0 , Гц	1,4					
Статическая осадка	$X_{ст}$, м	0,1269					
Масса объекта виброизоляции	M , кг	70					
Суммарная жесткость виброизоляторов	q_0	5411					
Число виброизоляторов	n	2					
Жесткость одного виброизолятора	q_1	2705					
Расчетная нагрузка на одну пружину	P_1	343					
Индекс пружины	C	6,4					
Коэффициент деформации пружины (Рисунок 5.14)	k	1,24					
τ для углеродистой стали (Таблица 5.9)	Н/м ²	373 000 000					
Расчетный диаметр прутка пружины	d , м	0,0043					
Диаметр прутка пружины согласно номенклатуре	d , м	0,004					
Расчетный диаметр пружины	D , м	0,028					
Диаметр пружины согласно номенклатуре	D , м	0,028					
G – модуль сдвига материала (сталь углеродистая)		78 300 000 000					
Число рабочих витков	шт.	55					
i_2		2					
Полное число витков пружины	$i\Sigma$	57					
Шаг витка	h , м	0,007					
Высота ненагруженной пружины	H_0 , м	0,388					

Результаты расчета по формуле (5.14) показаны в таблице 5.11.

Таблица 5.11 – Расчет эффективности виброизолятора

Частота	f , Гц	2	4	8	16	31,5	63
Требуемое снижение	ΔL , дБ	0	8	12	11	7	5
Эффективность виброизолятора		-	9,5	13,6	15,9	17,9	19,3

Таким образом, общая вибрация на сиденье снижена до нормы во всем нормируемом частотном диапазоне.

Выводы по главе

1. Разработаны общие рекомендации для двух исследуемых объектов, включающие как снижение воздушного шума ДВС (внутренние многослойные звукоизолирующие перегородки и звукоизолирующий капот на ДВС, расположенный в кабине машиниста I автодрезины), так и снижение воздушного шума качения (установка двойного пола усиленной звукоизоляции на всей длине обеих машин, применение звукопоглощающей облицовки площадью не менее 50 % во всех рабочих и вспомогательных помещениях обеих машин, акустическая герметизация звукоизолирующих конструкций) и структурного шума при качении (применение вибродемпфирующих покрытий на всех металлических ограждающих конструкциях, виброизоляция остекления).

2. Представлены конструкции двух типов внутренних перегородок: тип I – с тамбуром и тип II – одиночных. Испытания показали, что первые обеспечивают звукоизоляцию 19–48 дБ, а вторые 14–24 дБ в исследуемом частотном диапазоне; расчеты показали, что применением опытной внутренней звукоизоляции доля шума корпуса ДВС снижена на всех рабочих местах автотрисы до требований норм.

3. Для снижения вклада воздушной составляющей корпуса ДВС на автодрезине предложено заключить последний в специально выполненный капот с усиленной звукоизоляцией и звукопоглощением. Испытания опытного образца показали, что звукоизоляция капота составила 15–37 дБ в исследуемом частотном диапазоне; расчеты показали, что при установке этой конструкции в кабине машиниста I автодрезины составляющая воздушного шума ДВС на всех рабочих местах машины снижена до требований санитарных норм.

4. Для снижения воздушной составляющей шума качения в обеих машинах предложено установить по всей длине двойной пол усиленной звукоизоляции,

состоящий из металлического ограждения с вибродемпфирующим покрытием, слоя звукопоглощающего материала, воздушного промежутка и опорного (деревянного) слоя, покрытого линолеумом. Испытания опытной конструкции показали, что звукоизоляция пола составила 16–35 дБ в исследуемом диапазоне частот; шум на рабочих местах машинистов снижен до требований санитарных норм.

5. С целью выбора наиболее эффективной конструкции для вибродемпфирования на опытной установке были испытаны покрытия из войлока, резины, а также специальное вибродемпфирующее покрытие (мастика типа 580); последний материал при нанесении толщиной 4 мм обеспечивает снижение УЗД на величину 9-17 дБ в диапазоне частот 125-8000 Гц; расчет снижения вклада звуковой вибрации был выполнен на примере кабины машиниста I автотрисы (характер вклада этой составляющей совершенно идентичны для всех рабочих мест); расчет показал существенное снижение УЗД в кабине, но отмечены превышения на отдельных частотах на величину от 2 до 3 дБ.

6. С целью дополнительного снижения шума на рабочих местах было предложено использовать установку звукопоглощения во всех рабочих и вспомогательных помещениях обеих машин (50 % площади). Расчеты показали, что применение звукопоглощения обеспечит дополнительное снижение шума на критических частотах на величину 3–4 дБ в кабинах машиниста и 2–3 дБ в пассажирском салоне, что позволит снизить шума на всех рабочих местах до требований норм. Для снижения общей вибрации на рабочем месте машиниста была предложена оригинальная конструкция виброзащитного сиденья, в котором заданный статический прогиб (низкая частота собственных колебаний) осуществляется двумя пружинами, работающими на сжатие, а внесение потерь на резонансных частотах, а также дополнительный статический прогиб осуществляется резиновым элементом, работающим на кручение, – т. н. сайлентблоком; расчеты показали, что сиденье обеспечивает снижение вибрации до нормы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Эквивалентные уровни звука (УЗ) в кабине машиниста I автомотрисы составили 98 дБА (стоянка) и 104 дБА (движение), а требуемое снижение составило 18 и 24 дБА соответственно, в кабине машиниста II требуемое снижение составило 14 и 20 дБА, в салоне 16 и 21 дБА соответственно. УЗ в кабине машиниста I автодрезины составили 95 дБА (стоянка), 98 дБА (движение), требуемое снижение УЗ 15 и 18 дБА., требуемое снижение в кабине машиниста II 12 и 17 дБА, в салоне 13 дБА и 16 дБА соответственно. Получены также значения превышений УЗД и максимальных УЗ для всех рабочих мест обеих машин. Получены значения превышений общей вибрации на полу на 4-12 дБ (при движении на обеих машинах).

2. В общем виде, процесс шумообразования на рабочих местах исследуемых машин представляется следующей схемой: основными источниками являются два (оба механического происхождения): корпус двигателя внутреннего сгорания и пара «колесо-рельс», при этом первый источник генерирует воздушный шум, а второй как воздушный, так и структурный, вклад которых приблизительно одинаков.

3. Разработана методика расчета прохождения звука через систему помещений, от вклада воздушной составляющей корпуса ДВС. Для каждой из исследуемых машин предложены расчетные схемы и на основании метода последовательного преобразования звуковых полей разработаны математические модели, используя которые определяется вклад воздушного шума на каждом рабочем месте с учетом акустической мощности источника шума, звукоизолирующих свойств внутренних ограждений, акустических свойств рабочих (кабины, салон) и вспомогательных помещений, а также с учетом площади помещений в предположении, что во всех исследуемых помещениях звуковое поле квазидиффузное.

4. Вклад шума качения предположительно прогнозировать эмпирическим путем; на основании полученных экспериментальных данных предложена формула расчета

шума качения, а также получены значения поправочных коэффициентов для всего нормируемого диапазона частот.

5. Расчетно-эмпирическим путем выполнены исследования акустических свойств помещений путем измерения времени реверберации для двух типов помещений (кабины машиниста, пассажирские салоны); и по преобразованной формуле Сэбина рассчитаны значения средних коэффициентов звукопоглощения в октавных полосах частот исследуемого частотного диапазона. Анализ показал, что для кабин машиниста $\bar{\alpha}_{\text{каб}} = 0,15-0,28$ во всем частотном диапазоне, а для салона $\bar{\alpha}_{\text{сал}} = 0,18-0,34$ в диапазоне частот 63-2000 Гц, т.е. ожидаемый эффект от применения звукопоглощения составит не менее 2-3 дБ. Были выполнены экспериментальные исследования звукоизоляции внутренних ограждений, которая оказалась невелика; звукоизоляция внутренних перегородок с тамбуром составила всего 4-13 дБ в исследуемом частотном диапазоне, звукоизоляция капота 1-10 дБ, а звукоизоляция отдельных перегородок составила от 2-6 до 6-15 дБ, т.е. внутренние ограждения не были спроектированы как звукоизолирующие.

6. Проведено разделение вклада внешних источников воздушного звука (шум качения). Установлено, что основная доля звука в кабины и салоны проникает через пол (доля 98 дБА), вклад остальных элементов составил: боковые ограждения 78 дБА, остекление 80 дБА, потолок 63 дБА, что указало основное направление шумозащитных мероприятий. Выполнены измерения уровней виброскорости на основных излучающих звук конструкциях. При анализе полученных данных отмечается, что вибрационное поле для разных элементов, за исключением остекления, где вибрации почти вдвое ниже, чем на металлических элементах ограждения, имеет достаточно равномерный характер, т.е. вклад звукоизлучения от различных металлических элементов примерно одинаков, вклад структурного звука сопоставим со вкладом воздушной составляющей.

7. Описана методика определения звукоизоляции внутренних и внешних ограждающих конструкций. Описан метод определения вкладов воздушной составляющей шума качения, включающий описание способа определения звукоизоляции, методику определения внешнего звукового поля при движении

исследуемых объектов. Описана методика определения времени реверберации в исследуемых помещениях. Приведена методика оценки погрешности выполненных измерений

8. Разработаны рекомендации по снижению воздушного и структурного шума, с использованием методов звукоизоляции, звукопоглощения и вибродемпфирования. Испытания опытных конструкций показали, что звукоизоляция увеличена: внутренние перегородка одинарные многослойные до 14-24 дБ в исследуемом диапазоне частот, тоже с тамбуром до 19-48 дБ, капот на ДВС со звукопоглощением до 15-37 дБ, внешние ограждения (пол) до 16-35 дБ. Испытания опытных вибродемпфирующих покрытий показало, что применение мастики типа 580 толщиной 4 мм обеспечивает снижение структурного шума на 9-17 дБ в диапазоне частот 125-8000 Гц. Расчеты показали, что применением звукопоглощающей облицовки площадью 50% шум в нормируемом диапазоне может быть снижен на 1-4 дБ. При применении опытных конструкций, а также предложенных рекомендаций, шум на рабочих местах снижен до нормы.

9. Для снижения общей вибрации на рабочем месте машиниста была предложена оригинальная конструкция виброзащитного сиденья, в котором заданный статический прогиб (низкая частота собственных колебаний) осуществляется двумя рассчитанными пружинами, работающими на сжатие, а внесение потерь на резонансных частотах, а также дополнительный статический прогиб, осуществляется резиновым элементом, работающим на кручение (т.н. сайлентблом); расчеты показали, что сиденье обеспечивает снижение вибрации до нормы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ксенофонтова, В. К. Необходимость выявления лиц с повышенной чувствительностью на шумных производствах / В. К. Ксенофонтова, В. А. Васильев // Noise Theory and Practice. – 2019. – Т. 5, № 3 (17). – С. 67–73. – ISSN 2412-8627.

2. Environmental noise guidelines for the European Region // Centre for Environment & Health (BON), Environment & Health Impact Assessment (EHI). – Europe : World Health Organization, 2018. – 181 с.

3. Неблагоприятные условия труда как фактор преждевременного старения работников локомотивных бригад / Т. А. Финоченко, В. А. Мамченко, Л. С. Козина, А. В. Лысенко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2007. – № 4(28). – С. 104–110. – ISSN 0201-727X. –EDN JUPRTT.

4. Smith, A. P. Effects of noise on the well-being of railway staff [Влияние шума на самочувствие работников железнодорожного транспорта] / Andrew P. Smith, Hugo N. Smith // 12th ICBEN Congress on Noise as a Public Health Problem. – 2017. – URL: https://www.researchgate.net/publication/317664947_Effects_of_noise_on_the_well-being_of_railway_staff (дата обращения: 29.11.2024)

5. Noise-induced hearing loss in a longitudinal study of Norwegian railway workers / A. Lie, M. Skogstad, T. S. Johnsen [et al.] // BMJ Open. – 2016. – Vol. 6 (9). – DOI 10.1136/bmjopen-2016-011923.a (researchgate.net).

6. Aircraft, road and railway traffic noise as risk factors for heart failure and hypertensive heart disease – a case control study based on secondary data / A. Seider, M. Wagner, M. Schubert [et al.] // Journal of Hygiene and Environmental Health. – 2016. – Vol. 219 (8). – P. 749–758. – DOI 10.1016/j.ijheh.2016.09.012.

7. Marczak, M. Psychosocial issues for rail workers / M. Marczak, J. Hassard // OSHwiki. Occupational Safety and Health encyclopedia. – 08.07.2015. – URL: https://oshwiki.eu/wiki/Psychosocial_issues_for_rail_workers (дата обращения: 02.12.2024).

8. В.А. Васильев, В. К. Васильева, А. Е. Шашурин Подходы к нормированию шума в Европе и России // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург. - СПб: Институт акустических конструкций, 2023. - С. 47-52.

9. Fan, J. The Mediating Effect of Fatigue on Work-Life Balance and Positive Well-Being in Railway Staff / Jialin Fan, Andrew P. Smith // Open Journal of Social Sciences. – January 2018. – Vol. 06, No. 06. – P. 1–10. – DOI 10.4236/jss.2018.66001.

10. Smith, A. P. Workload, Fatigue and Performance in the Rail Industry / Andrew P. Smith, Hugo N. Smith // Communications in Computer and Information Science. – June 2017. – DOI 10.1007/978-3-319-61061-0_17.

11. Occupational risk factors for musculoskeletal disorders among railroad maintenance-of-way workers [Факторы профессионального риска развития заболеваний опорно-двигательного аппарата у работников путей сообщения] // American Journal of Industrial Medicine. – 07 March 2020. – URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/ajim.23099> (дата обращения: 29.11.2024).

12. Инженерная и санитарная акустика. Сборник нормативно-методических документов: в 2 т. – Санкт-Петербург : Компания «Интеграл», 2008. Т. 1 – 822 с. ; Т. 2 – 821 с.

13. Effects of Exposure to Road, Railway, Airport and Recreational Noise on Blood Pressure and Hypertension / D. Petri, G. Licitra, M. A. Vigotti, L. Fredianelli // Public Health. – 2021. – Vol. 18 (17). – Article no. 9145. – DOI 10.3390/ijerph18179145.

14. Exposure to road traffic and railway noise and associations with blood pressure and self-reported hypertension: a cohort study / M. Sørensen, M. Hvidberg, B. Hoffmann [et al.] // BMC Environmental Health. – 2011. – Vol. 10. – Article no. 92. – URL: <http://www.ehjournal.net/content/10/1/92> (дата обращения: 27.11.2024).

15. On the Influence of Freight Trains on Humans: A Laboratory Investigation of the Impact of Nocturnal Low Frequency Vibration and Noise on Sleep and Heart Rate /

M. G. Smith, I. Croy, M. Ögren, K. Persson Waye // PLOS ONE. – February 2013. – Vol. 8, Iss. 2. – Article no. e55829. – <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0055829>.

16. Жижневская, А. А. О взаимосвязи заболеваемости машинистов железнодорожного транспорта и их помощников с условиями труда / А. А. Жижневская, В. А. Лисобей // Актуальные проблемы транспортной медицины. – 2006. – № 3 (5). – С. 69–73. – ISSN 1818-9385.

17. Анализ состояния условий и охраны труда в ОАО «РЖД» от 2004 до 2014 годов. Общий информационный бюллетень ОАО «РЖД». – М., 2014.

18. A cross-sectional study of hearing thresholds among 4627 Norwegian train and track maintenance workers / A. Lie, M. Skogstad, T. S. Johnsen [et al.] // BMJ Open. – October 2014. – Vol. 4 (10). – Article no. e005529. – DOI 10.1136/bmjopen-2014-005529.

19. СП 2.5.3650-20. Санитарно-эпидемиологические требования к отдельным видам транспорта и объектам транспортной инфраструктуры : утверждены постановлением главного государственного санитарного врача Российской Федерации от 16 октября 2020 г. № 30 (зарегистрировано в Минюсте России 25 декабря 2020 г. № 61815) // Справочно-правовая система «КонсультантПлюс». – URL: www.consultant.ru (дата обращения: 01.12.2024)

20. Капцов, В. А. Производственно-профессиональный риск железнодорожников / В. А. Капцов, А. П. Мезенцев, В. Б. Панкова. – Москва : Реинфор, 2002. – 350 с. – ISBN 5-94944-002-1.

21. А. Е. Шашурин, С. С. Борцова, В. К. Васильева Проблемы современной инженерной акустики // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург. - СПб: Институт акустических конструкций, 2021. - С. 11-15.

22. Johanning, E. Investigation of Hand-Arm Vibration (HAV) in Railroad Track Workers: Addressing Stakeholder Conflict of Interest / E. Johanning, P. Landsbergis // Proceedings at the 15th International Conference on Hand-Arm Vibration. – 2023. – Vol. 86 (1). – С. 16–25.

23. Иванов, Н. И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах / Н. И. Иванов. – Москва : Транспорт, 1987. – 223 с.

24. Способы защиты от шума и вибрации железнодорожного подвижного состава / И. И. Балтер, А. М. Березовский, Г. В. Бутаков [и др.] ; под редакцией Г. В. Бутакова. – Москва : Транспорт, 1978. – 231 с.

25. Баланова, М. В. Снижение шума и вибрации в кабинах кранов на железнодорожном ходу : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.26.01 / Баланова Марина Васильевна. – Ростов-на-Дону, 2020. – 134 с.

26. Анализ акустических факторов в восстановительных поездах и мероприятия по снижению негативного воздействия / И. А. Яицков, Т. А. Финоченко, М. В. Баланова, П. Ю. Юдаков // Современное развитие науки и техники» (Наука-2017) : сборник научных трудов. Т. 1 : Технические и естественные науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2017. – С. 278–282.

27. Проблемы шумового дискомфорта на рабочих местах машинистов кранов на железнодорожном ходу / И. А. Яицков, М. В. Баланова, И. Г. Переверзев, Т. А. Финоченко // Актуальные проблемы и перспективы развития транспорта, промышленности и экономики России» (ТранспромЭк-2018) : сборник научных трудов. Т. 1 : Технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2018. – С. 182–184. – EDN XZKUSL.

28. Козлюк, В. В. Акустическое воздействие шума на машиниста тягача ГТУ-01 / В. В. Козлюк, И. А. Яицков, Л. В. Положенцева // Транспорт: наука, образование производство : сборник научных трудов. Т. 2 : Технические науки. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2018. – С. 362–365. – EDN ZBZDQL.

29. Яицков, И. А. Проблемы негативного воздействия производственного шума на работников железнодорожного транспорта / И. А. Яицков, И. Г. Переверзев, Т. А. Финоченко // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2018. – № 4 (451). – С. 112–114. – ISSN 1818-5509.

30. Soeta, Y. Survey of interior noise characteristics in various types of trains / Yoshiharu Soeta, Ryota Shimokura // Applied Acoustics. – October 2013. – Vol. 74, Iss. 10. – P. 1160–1166.

31. Yaitskov, I. On the issue of formation the air noise component at workplaces of the diesel locomotives crews / Ivan Yaitskov // International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (ICMTMTE 2018). MATEC Web Conference. – 2018. – Vol. 224. – Article no. 02024. – DOI 10.1051/matecconf/201822402024.

32. Способы снижения шума и вибраций при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава : монография / И. В. Колесников, С. Ф. Подуст, С. С. Подуст, А. Н. Чукарин. – Москва : ВИНТИ РАН, 2015. – 216 с. – ISBN 978-5-902928-53-9.

33. Подуст, С. Ф. Закономерности формирования спектров шума, создаваемых воздушной составляющей, на рабочих местах локомотивных бригад электровозов / С. Ф. Подуст // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2015. – № 1 (57). – С. 40–46. – ISSN 0201-727X.

34. Подуст, С.Ф. Исследование шумообразования на рабочих местах локомотивных бригад от воздействия акустического излучения внутренних источников / С. Ф. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2016. – Т. 16. № 4 (87). – С. 104–109. – ISSN 1992-5980.

35. Подуст, С. Ф. Спектральный состав шума в кабинах локомотивов / С. Ф. Подуст, Ю. В. Пронников // Транспорт-2013 : труды Международной научно-практической конференции. Ч. 2. – Ростов н/Д : РГУПС, 2013. – С. 215–216. – EDN VIQONR

36. Способы снижения шума и вибрации на этапах проектирования, производства и эксплуатации железнодорожного транспорта / И. В. Колесников, С. Ф. Подуст, С. С. Подуст, А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону, 2014. – 241 с.

37. Колесников, И. В. Основы акустического проектирования кабин машинистов (теория и практика) : монография / И. В. Колесников, Ю. В. Пронников, А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2012. – 120 с. – ISBN 978-5-7890-0698-6.

38. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды

обитания : утверждены постановлением главного государственного санитарного врача Российской Федерации от 28.01.2021 № 2 (зарегистрировано 29.01.2021 № 62296) // Официальный интернет-портал правовой информации. – 03.02.2021. – № 0001202102030022. – URL: www.pravo.gov.ru (дата обращения: 04.12.2024).

39. Образование и распространение вибрации при движении высокоскоростных поездов / Т. С. Титова, А. Е. Шашурин, К. В. Бужинский, В. В. Светлов // Бюллетень результатов научных исследований. – 2017. – № 3. – С. 89–95. – EDN ZRORAL

40. Development of the methodology for measuring noise levels in the underground rolling stock / A. Shashurin, K. Fiev, V. Vasilyeva, A. Voronkov // *Akustika*. – 2021. – Vol. 39. – P. 185–190. – DOI 10.36336/akustika202139183.

41. Riesco, E. An enhanced whole-body vibration emission index for railway vehicles / E. Riesco, J. M. Munoz-Guijosa // *Ergonomics*. – 2020. – Vol 4. – P. 1293–1303. – DOI 10.1080/00140139.2020.1776899.

42. Васильева, В. К. Теоретическая оценка спектров воздушной составляющей шума на примере дрезины АС-1А и автомотрисы АСГ-30П // *Noise Theory and Practice*. - 2022. - №8 № 3(30). - С. 52-60.

43. Анализ современных исследований вибрационных процессов колесных транспортных средств / Ю. Залуцкий, О. Житенко, И. Кузио // Украинский журнал машиностроения и материаловедения. – 2016. – Том. 2, Числ. 2. – С. 99-106. – URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ujmems_2016_2_2_12 (дата обращения: 01.12.2024).

44. Идентификация, моделирование и потенциал снижения железнодорожных источников шума: критический обзор / К. Талотт [и др.] // *Journal of Sound and Vibration*. 2003. – Vol. 267. – P. 447–468. – ISSN 0022-460X.

45. Noise and Vibration from Railway Vehicles / D. Thompson, G. Squicciarini, E. Ntotsios, L. Baeza // In : *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. – Second Edition. – CRC Press, 2019. – 913 p.

46. Smith, A. P. Workload, fatigue and performance in the rail industry / A. P. Smith, H. N. Smith // *H-Workload: 1st International Symposium on Human Mental*

Workload: Models and Applications. – Dublin, 2017. – DOI 10.1007/978-3-319-61061-0_17.

47. Иванов, Н. И. Шум в кабинах строительно-дорожных машин и тракторов / Н. И. Иванов, Г. М. Курцев, Ю. И. Элькин // Безопасность жизнедеятельности. – 2005. – № 10. – С. 10–15. – ISSN 1684-6435.

48. Иванов, Н. И. Расчет ожидаемой шумности в кабинах при проектировании строительных машин / Н. И. Иванов, Г. М. Курцев, А. Е. Шашурин // Новое в безопасности жизнедеятельности и экологии : доклады конференции / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург, 1996. – С. 586–596.

49. Noise control design of railway vehicles – Impact of new legislation / A. Frid, S. Leth, C. Höglström, J. Färm // Journal of Sound and Vibration. – June 2006. – Vol. 293, Iss. 3–5. – P. 910–920.

50. Гергерт, В. А. Снижение шума в кабинах тяжелых путевых дрезин / В. А. Гергерт // Физические проблемы экологии (экологическая физика) : труды III Всероссийской научной конференции. – Москва : МГУ, 2001. – С. 184–185.

51. Кзольбе, К. Акустический аспект шероховатости рельсов и колес / К. Кзольбе // Железные дороги мира. – 2010. – № 12. – С. 71–74. – ISSN 0321-1495.

52. Research of noise emission sources in railway transport and effective ways of their reduction // P. Zvolenský, J. Grenčík, A. Pultznerová, L. Kašiar // Dynamics of Civil Engineering and Transport Structures and Wind Engineering. – 2017. – Vol. 107. – DOI 10.1051/mateconf/201710700073.

53. Пронников, Ю. В. Моделирование структурной составляющей шума в кабинах машинистов подвижного состава / Ю. В. Пронников // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 3. – С. 64–68. – ISSN 0201-727X

54. Пронников, Ю. В. О расчете составляющей шума в кабинах машинистов подвижного состава, создаваемой вибрацией элементов остекления / Ю. В. Пронников // Транспорт. Безопасность. Логистика : труды Международной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону, 2010. – С. 8–14.

55. Яицков, И. А. Теоретическое исследование виброакустических характеристик элементов кабин мотовозов / И. А. Яицков // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – Екатеринбург, 2018. – № 2 (38). – С. 42–49. – DOI 10.20291/2079-0392-2018-2-42-49.

56. Яицков, И. А. Теоретическое исследование влияния звукового излучения рельса на спектр шума в кабинах машинистов тепловозов и мотовозов / И. А. Яицков, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Международный технико-экономический журнал. – 2018. – № 6. – С. 106–113. – ISSN 1995-4646.

57. Куклин, Д. А. Моделирование виброакустической динамики рельса на участке пути с балластным слоем / Д.А. Куклин, С.Ф. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2012. – № 8 (69). – С. 83–88. – ISSN 1992-5980

58. Куклин, Д. А. Моделирование структурного шума, возникающего при контакте рельса и колеса / Д. А. Куклин, П. В. Матвеев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2014. – Т. 16, № 1 (5). – С. 1908–1919. – ISSN 1990-5378.

59. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н. И. Иванов. – Москва : Логос, 2013. – 432 с. – ISBN 978-5-98704-659-3.

60. Подуст, С. Ф. Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2013. – 157 с.

61. Месхи, Б. Ч. Эффективность мероприятий по снижению шума в кабинах комбайнов «Дон-1500» и «Дон-680» / Б. Ч. Месхи, А.Н. Чукарин // Надежность и эффективность станочных и инструментальных систем : сборник научных трудов – Ростов-на-Дону : ДГТУ, 1997. – С. 76–78. – EDN TJJBUK.

62. Васильева, В. К. Исследования акустических характеристик, возникающих при работе автомотрис и автодрезин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. - 2023. - №8. - С. 205-211. DOI 10.24412/2071-6168-2023-8-205-206.

63. Шум на транспорте : перевод с английского К. Г. Бомштейна ; под редакцией В. Е. Тольского, Г. В. Бутакова, Б. Н. Мельникова. – Москва : Транспорт, 1995. – 368 с. – ISBN 5-277-01032-7.

64. Буторина, М. В. Основы виброакустики. Теория и практика борьбы с шумом и вибрацией. Т. 1 / М. В. Буторина, Н.И. Иванов, А. Е. Шашурин. – Санкт-Петербург : БГТУ «Военмех» им. Д. Ф. Устинова. 2024. – 391 с. – ISBN 978-5-00221-070-1.

65. Куклин, Д. А. Проблема снижения внешнего шума поездов в источнике и на пути распространения: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 01.04.06 / Куклин Денис Александрович. – Санкт-Петербург, 2016. – 233 с.

66. Риск-ориентированный подход к оценке шума железнодорожного транспорта / М. В. Буторина, Д. А. Куклин, А. П. Васильев, А.В. Шабарова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1 (73). – С. 28–33. – ISSN 0201-727X.

67. СП 2.5.1336-03. Санитарные правила по проектированию, изготовлению и реконструкции локомотивов и специального подвижного состава железнодорожного транспорта : утверждены постановлением главного государственного санитарного врача РФ от 30.05.2003 № 112. – Екатеринбург : УралЮрИздат, 2007. – 44 с.

68. Подуст, С.Ф. Способы снижения шума и вибраций кузовов электровозов / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин // Охрана и экономика труда. – 2016. – № 2 (23). – С. 49–53. – ISSN 2221-9951.

69. Яицков, И. А. Снижение воздействия вибраций на работников локомотивных бригад в процессе торможения и регулирования скорости движения при проектировании и модернизации тепловозов и мотовозов / И. А. Яицков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2018. – № 1. – С. 27–31. – ISSN 0201-727X.

70. Pennig, S. Railway noise annoyance: exposure-response relationships and testing a theoretical model by structural equation analysis / S. Pennig & A. Schady // Noise Health. – 2014. – Vol. 16 (73). – P. 388–399. – DOI 10.4103/1463-1741.144417.

71. Alheneidi, H. Perceptions of noise exposure, information overload, and the well-being of workers / Hasad Alheneidi, Andrew Smith // The 13th ICBEN Congress on Noise as a Public Health Problem, Karolinska Institutet, Stockholm, Sweden, 15-18 June 2020. – URL: https://orca.cardiff.ac.uk/id/eprint/141916/1/icben_Alheneidi-Smith.pdf (дата обращения: 01.12.2024).

72. Иванов, Н. И. Экспериментальные исследования по снижению шума передвижных компрессорных станций / Н. И. Иванов, Л. Ф. Дроздова // Энергомашиностроение. – 1978. – № 5. – С. 17–21. – ISSN 0131-1336.

73. Колесников, И. В. Экспериментальные исследования шума и вибрации в кабинах локомотивов / И. В. Колесников, Ю. В. Пронников // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2011. – № 3. – С. 153–156. – ISSN 0201-727X.

74. Ку克林, Д. А. Снижение шума железнодорожного транспорта / Д. А. Ку克林, Н. И. Иванов, П. В. Матвеев // Защита от повышенного воздействия шума и вибрации : сборник докладов IV Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 26–28 марта 2013 г.). – Санкт-Петербург : Балтийский государственный технический университет «Военмех», 2013. – С. 116–145. – EDN SWERDZ.

75. Шашурин, А. Е. Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами (на примере строительно-дорожных машин) : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 01.04.06 / Шашурин Александр Евгеньевич. – Санкт-Петербург, 2010. – 178 с. – EDN QEZVCV.

76. Иванов, Н. И. Методы исследования шума строительных и путевых машин в натурных условиях / Н. И. Иванов // В кн. : VII Конгресс AICB. – Берлин, 1972. – С. 205–209.

77. Боголепов, И. И. Промышленная звукоизоляция / И. И. Боголепов. – Ленинград : Судостроение, 1986. – 368 с.

78. Борьба с шумом на производстве : справочник / под общей редакцией Е. Я. Юдина. – Москва : Машиностроение, 1985. – 400 с.
79. Градостроительные меры борьбы с шумом. – Москва : Стройиздат, 1975. – 215 с. – (Защита окружающей среды).
80. Звукоизоляция и звукопоглощение : учебное пособие / под редакцией Г. Л. Осипова, В. Н. Бобылева. – Москва : АСТ, 2004. – 336 с. – ISBN 5-17-026286-8.
81. Иванов, Н. И. Защита от шума и вибрации / Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Печатный цех, 2019. – 284 с. – ISBN 978-5-6042448-3-8.
82. Ионов, А. В. Средства снижения вибрации и шума на судах / А. В. Ионов. – Санкт-Петербург : ЦНИИ им. А. Н. Крылова, 2000. – 348 с. – ISBN 5-900703-53-3.
83. Клюкин, И. И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах / И. И. Клюкин. – Ленинград : Судостроение, 1971. – 416 с.
84. Колесников, А. Е. Шум и вибрация : учебник / А. Е. Колесников. – Ленинград : Судостроение, 1988 – 247 с.
85. Лагунов, Л. Ф. Борьба с шумом в машиностроении / Л.Ф. Лагунов, Г. Л. Осипов. – Москва : Машиностроение, 1980. – 150 с.
86. Ляпунов, В. Т. Вибрация в судовых конструкциях / В. Т. Ляпунов, А. С. Никифоров. – Ленинград : Судостроение, 1975. – 374 с.
87. Мышинский, Э. Л. Борьба с вибрацией и шумом в инженерной практике / Э. Л. Мышинский ; ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. – Санкт-Петербург, 2011. – 240 с. – ISBN 978-5-903002-27-6.
88. Никифоров, А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций : справочник / А. С. Никифоров. – Ленинград : Судостроение, 1990. – 199 с. – ISBN 5-7355-0188-7 : 70 к.
89. Никифоров А.С. Вибропоглощение на судах / А. С. Никифоров. – Ленинград : Судостроение, 1979. – 184 с.
90. Осипов, Г. Л. Защита зданий от шума / Г. Л. Осипов. – Москва : Изд-во литературы по строительству, 1972. – 215 с.

91. Скучик, Е. Простые и сложные колебательные системы / Е. Скучик. – Москва : Мир, 1971. – 557 с.
92. Снижение шума в зданиях и жилых районах / под редакцией Г. Л. Осипова, Е. Я. Юдина. – Москва : Стройиздат, 1987. – 558 с.
93. Справочник по технической акустике / под редакцией М. Хекла, Х. А. Мюллера. – Ленинград : Судостроение, 1980. – 440 с.
94. Средства защиты в машиностроении. Расчет и проектирование : справочник / под редакцией С. В. Белова. – Москва : Машиностроение, 1989.
95. Тупов, В. Б. Снижение шума от энергетического оборудования : учебное пособие для вузов / В. Б. Тупов. – Москва : МЭИ, 2005. – 232 с. – ISBN 5-7046-1182-6 : 1000.
96. Техническая акустика транспортных машин : справочник / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Политехника, 1992. – 365 с. – ISBN 5-7325-0090-1 (В пер.) : Б. ц.
97. Цзе, Ф. С. Механические колебания / Ф. С. Цзе, И. Е. Морзе, Р. Т. Хинкл. – Москва : Машиностроение, 1966. – 508 с.
98. Щевьев, Ю. П. Аналитические методы расчета шумозащитных конструкций / Ю. П. Щевьев, А. А. Белоусов. – Санкт-Петербург : Политехника, 2002. – 341 с. – ISBN 5-7325-0743-4 : 500.
99. Handbook of Noise and Vibration Control / editor Malcolm J. Crocker. – New York : John Wiley and Sons, 2007. – 1569 с. – ISBN 978-0-47139-599-7.
100. Engineering Acoustics: Noise and Vibration Control / handbook by Malcolm J. Crocker, Jorge P. Arenas. – New York : John Wiley & Sons Ltd., 2021. – 784 с. – ISBN 978-1-11849-642-8.
101. Иванов, Н. И. Анализ эффективности звукоизолирующих кабин самоходных машин / Н. И. Иванов, Б. А. Кришневский // В сб. : Борьба с шумом и вредными вибрациями в строительстве. – Ленинград, 1982. – С. 45–51.
102. СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы : утверждены и введены в действие постановлением Госкомсанэпиднадзора России

от 31 октября 1996 г. № 36. – Москва : Информационно-издательский центр Минздрава России, 1997. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data1/5/5212> (дата обращения: 02.12.2024).

103. Hasnan, Kh. Interior noise reduction approach for monorail system [Снижение внутреннего шума для монорельсовой системы] / Khalid Hasnan, Djamal Hissein Didane and Mohd Amran Madlan // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. – June 2016. – Vol. 11, No. 12. – P. 7601–7605.

104. Снижение шума железнодорожного транспорта / Н. И. Иванов, Д. А. Ку克林, П. В. Матвеев, М. В. Буторина // Безопасность жизнедеятельности. – 2012. – №12. – С. 1–23. – ISSN 1684-6435.

105. Борьба с шумом и вибрацией на железных дорогах // Железные дороги мира. – 1996. – № 1. – ISSN 0321-1495.

106. Андруг, В. Г. Исследование уровня шума при обкатке автотракторных двигателей / В. Г. Андруг, Т. П. Кот, А. К. Евтух // Вестник Полоцкого государственного университета – 2017. – № 11. – С. 145–149. – ISSN 2070-1616.

107. Research on seat active noise control of driver's cab ground platform based on far-point secondary sound sources / Wang Xianfeng, Jiang Zhongcheng, Liu Xiaobo, Li Dengke, Li Chuo // Noise Control Engineering Journal. – 2023. – Vol. 71, No. 6. – P. 483–494. – ISSN 0736-2501.

108. Caiyou. Zh, Internal noise reduction in railway vehicles by means of rail grinding and rail dampers / Zhao Caiyou; Wang, Ping; Yi, Qiang // Noise Control Engineering Journal. – February 2017. – Vol. 65, No. 1. – P. 1–13. – DOI 10.3397/1/376421.

109. Andrew P Smith, Hugo N Smith, Health Problem Effects of noise on the well-being of railway staff, 12th ICBEN Congress on Noise as a Public, pp.1-11, 2017.

110. Иди, Д. Т. Железнодорожный шум и влияние жидких модификаторов трения в верхней части рельса: изменения в спектральном распределении звука и вибрации на кривых / Дональд Т. Иди, Марко Санторо и Джо Калосек // Wear. – 2005. – Т. 258. – DOI 10.1016/j.wear.2004.03.061.

111. Пронников, Ю. В. Теоретическое обоснование выбора звукопоглощающего материала для кабин электроподвижного состава и ограждающих конструкций на участках обкатки двигателей подвижного состава / Ю. В. Пронников, Ю. И. Багиев // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 4. – С. 20–24. – ISSN 0201-727X.

112. Колесников, И. В. Звукоизолирующие и звукопоглощающие характеристики кабин локомотивов / И. В. Колесников, Ю. В. Пронников // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2011. – № 2. – С. 13–16. – ISSN 0201-727X.

113. Подуст, С. Ф. Увеличение звукоизоляции элементов остекления электровозов / С. Ф. Подуст // Известия Института управления и инноваций авиационной промышленности. – 2011. – № 3–4 (25–26). – С. 137–142. – ISSN 1814-2109.

114. Тюрина, Н. В. Решение проблемы снижения шума на селитебных территориях и рабочих местах в помещениях акустическими экранами: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук : 01.04.06 / Тюрина Наталья Васильевна. – Санкт-Петербург, 2014. – 54 с.

115. ГОСТ Р ИСО 3382-2-2013. Акустика. Измерение акустических параметров помещений. Часть 2. Время реверберации обычных помещений : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 05 декабря 2013 г. № 2172-ст. – Москва : Стандартиформ, 2014. – 16 с.

116. Иванов, Н. И. Влияние звукоизоляции на эффективность акустических экранов / Н. И. Иванов, Д. А. Ку克林, Н. В. Тюрина // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – Т. 12, № 1-9. – С. 2223–2228. – ISSN 1990-5378.

117. Ку克林, Д. А. Расчет эффективности малых экранов для железных дорог / Д. А. Ку克林, П. В. Матвеев // Интеллектуальные системы в производстве:

научно-практический журнал. – Ижевск : ИЖГТУ им. М. Т. Калашникова, 2015. – № 2(26). – С. 18–21. – ISSN 1813-7911.

118. Климов Б. И. О методах расчета излучения шума плоскими элементами кожухов / Б. И. Климов // В кн. : Борьба с шумом и вибрацией в полиграфических машинах. – Москва, 1979. – С. 49–53.

119. Хеймерл, Г. Сравнение методов защиты от шума / Г. Хеймерл // Железные дороги мира. – 1999. – № 5. – ISSN 0321-1495.

120. Тартаковский, Б. Д. Методы и средства вибропоглощения / Б. Д. Тартаковский // В кн. : Борьба с шумом и звуковой вибрацией. – Москва : Знание, 1974. – С. 430–436.

121. Иванов, Н. И. Влияние материала на акустическую эффективность шумозащитных экранов / Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин, Ю. С. Бойко // Noise Theory and Practice. – 2016. – Т. 2. № 4 (6). – С. 24–28. – eISSN 2412-8627.

122. Оценка шума железнодорожного транспорта и разработка шумозащитных мероприятий / М. В. Буторина, Д. А. Куклин, П. В. Матвеев, А.Ю. Олейников // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 2 (74). – С. 57–65. – ISSN 0201-727X.

123. ГОСТ 31248-2004. Измерение и анализ общей вибрации, воздействующей на пассажиров и бригаду рельсового транспортного средства. : межгосударственный стандарт : издание официальное : веден в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 12 декабря 2007 г. № 355-ст с 1 июля 2008 г. – Москва : Стандартинформ, 2008. – 19 с.

124. ГОСТ 33463.2-2015. Системы жизнеобеспечения на железнодорожном подвижном составе. Часть 2. Методы испытаний по определению виброакустических показателей : межгосударственный стандарт : издание официальное : веден в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 10 марта 2016 г. № 139-ст с 1 октября 2016 г. – Москва : Стандартинформ, 2019. – 12 с.

125. ГОСТ Р ИСО 9612-2013. Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 05 декабря 2013 г. № 2180-ст. – Москва : Стандартиформ, 2014. – 67 с.

126. Иванов, Н. И. Глушители шума выхлопа путевых и строительных машин / Н. И. Иванов, Б. Л. Машарский // В кн. : Звукоизолирующие и звукопоглощающие конструкции в практике борьбы с шумом. – Ленинград, 1977. – С. 37–44.

127. Заборов, В. И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций / В. И. Заборов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 180 с.

128. ГОСТ 33325-2015. Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом : межгосударственный стандарт : издание официальное : введен в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 10 сентября 2015 г. № 1321-ст с 1 марта 2016 г. – Москва : Стандартиформ, 2016. – 16 с.

129. СП 276.1325800.2016. Здания и территории. Правила проектирования защиты от шума транспортных потоков : утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 3 декабря 2016 г. № 893/пр и введен в действие с 4 июня 2017 г. // Официальный сайт Минстроя РФ. – URL: <http://www.minstroyrf.ru/> (дата обращения: 02.12.2024).

130. ГОСТ 12090-80. Частоты для акустических измерений. Предпочтительные ряды : издание официальное : утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 28 января 2080 г. № 364. – Москва : Издательство стандартов, 1981. – 2 с.

131. Васильева, В.К., Шашурин, А.Е., Крутова, В.А., Фролова, Д.С. К расчету прохождения звука через систему помещений специального железнодорожного транспорта // Noise Theory and Practice. - 2024. - №10 № 4. - С. 9-17.

Приложение А. Акты внедрения

«УТВЕРЖДАЮ»

Главный конструктор
Открытого акционерного общества
«Тихорецкий машиностроительный завод
им. В.В. Воровского»



Т.А. Коробейников

10 2024г.

ТЕХНИЧЕСКИЙ АКТ ВНЕДРЕНИЯ

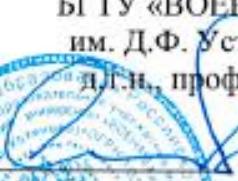
Настоящий Акт составлен о том, что результаты и рекомендации диссертационной работы соискателя ученой степени кандидата технических наук Васильевой Виктории Константиновны, использованы при проектировании и разработке шумо-виброзащитных мероприятий на рабочих местах специализированного железнодорожного транспорта автомотрисы АСГ-30П и автодрезины АС-1А в части методики прогнозирования ожидаемых уровней звукового давления и уровней виброскорости.

Использование результатов диссертационной работы позволило определить ключевые акустические характеристики помещений (кабин, салонов, тамбуров, машинных отделений) и вибрационные параметры среды автомотрисы АСГ-30П и автодрезины АС-1А, которые позволили проводить вибро-акустические расчёты согласно выведенным в работе формулам.

Начальник конструкторской группы

 А.А. Тихонов

«УТВЕРЖДАЮ»
И.о. ректора ФГБОУ ВО
БГТУ «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова
д.т.н., профессор


А.Е. Шашурин
«13» 08 2024 г.



«УТВЕРЖДАЮ»
Генеральный директор
ООО «ТранспроектИнжиниринг»
д.т.н.


Н.Н. Минина
«13» августа 2024 г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Комиссия в составе генерального директора, д.т.н. Н.Н. Мининой и заместителя генерального директора – директора по инженерной экологии А.В. Савченко, составила настоящий акт о том, что полученные соискателем ученой степени кандидата технических наук Васильевой В.К., теоретические и экспериментальные акустические характеристики специализированного железнодорожного транспорта, а также аналитические зависимости для оценки уровней шума на рабочем месте машиниста, использованы ООО «ТранспроектИнжиниринг» при выполнении прогнозирования железнодорожного шума.

Использование результатов диссертационной работы Васильевой В.К. позволяет сократить время на расчеты прогнозируемого шума на рабочих местах специализированного железнодорожного транспорта, повысить их точность и оптимизировать затраты на выполнение работ.

От ООО «ТранспроектИнжиниринг»

Заместитель генерального директора –
Директор по инженерной экологии
ООО «ТранспроектИнжиниринг»


А.В. Савченко

"УТВЕРЖДАЮ"
 И.о. ректора ФГБОУ ВО
 БГТУ «ВОЕНМЕХ»
 им. Д.Ф. Устинова
 А.Е. Шапурин
 « 07 » _____ 2024 г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ В УЧЕБНЫЙ ПРОЦЕСС

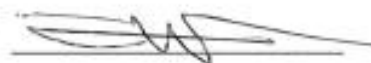
Комиссия в составе начальника учебного управления М.В. Прудниковой, и.о. декана факультета Е "Оружие и системы вооружения" Е.А. Знаменского и и.о. заведующего кафедрой Е5 "Экология и производственная безопасность" А.Ю. Олейникова составила настоящий акт о том, что материалы диссертационного исследования Васильевой Виктории Константиновны, старшего преподавателя кафедры «Экология и производственная безопасность» ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», внедрены и используются в учебном процессе по направлению подготовки бакалавриата 15.03.03 Прикладная механика профиль «Цифровые технологии в виброакустике и прочности». Результаты исследований Васильевой В.К. легли в основу ряда разделов лекций и практических работ по дисциплинам «Основы виброакустики», «Инженерная акустика», «Инструментальные измерения в акустике и вибрации».

Начальник учебного управления



М.В. Прудникова

И.о. декана факультета Е
"Оружие и системы вооружения"



Е.А. Знаменский

И.о. заведующего кафедрой Е5
"Экология и производственная
безопасность"



А.Ю. Олейников

Ст. преподаватель кафедры Е5
"Экология и производственная
безопасность"



В.К. Васильева