



На правах рукописи

Васильева Виктория Константиновна

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

Специальность 1.3.7 – Акустика

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург
2025

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова», на кафедре «Экология и производственная безопасность».

Научный руководитель: **Шашурин Александр Евгеньевич**
доктор технических наук (01.04.06), профессор,
и.о. ректора ФГБОУ ВО БГТУ «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург.

Официальные
оппоненты: **Асминин Виктор Федорович**
доктор технических наук (01.04.06), профессор,
профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и
правовых отношений» ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный лесотехнический университет имени
Г.Ф. Морозова», г. Воронеж;

Исаев Александр Геннадьевич
кандидат технических наук (05.26.01), доцент кафедры
«Робототехника и мехатроника» ФГБОУ ВО «Донской
государственный технический университет»,
г. Ростов-на-Дону.

Ведущая организация Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования «Петербургский
государственный университет путей сообщения
Императора Александра I» (ФБГОУ ВПО ПГУПС),
г. Санкт-Петербург.

Защита состоится __.03.2025 г. в __.00 на заседании диссертационного совета
24.2.272.02 в при ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» имени Д.Ф. Устинова» (БГТУ «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова) по адресу: 190005, г. Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская,
д. 1, ауд. 214.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО
«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им.
Д.Ф. Устинова» и на сайте <https://voenmeh.ru/>.

Автореферат разослан «__» января 2025 г.

Отзывы на автореферат направлять по адресу: 190005, г. Санкт-Петербург,
ул. 1-ая Красноармейская, д. 1, кафедра Е5 «Экология и производственная
безопасность», e-mail: dissovetvoenmeh@yandex.ru.

И.о. ученого секретаря
диссертационного совета
24.2.272.02



Н. В. Тюрина

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования и степень ее разработанности. Повышенные шум и вибрация являются одними из наиболее распространенных факторов физического воздействия на окружающую среду, длительное и регулярное воздействие которых на человека 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 различных источников шума (ИШ) и вибрации с высокими уровнями, так и чрезвычайно сложным характером образуемых ими физических полей, что затрудняет разработку шумовиброзащитных мероприятий. Помимо этого, повышенные шум и вибрация при продолжительном воздействии вызывают не только разнообразные заболевания, но и утомляемость в процессе выполнения работы, замедление двигательных реакций, что приводит к снижению безопасности движения. Последнее наиболее актуально для машинистов подвижного состава железнодорожного транспорта.

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. Вульф, Л. Г. Курцвайль, П. Дж. Ремингтон, Р. Симокура, Ю. Соза, К. Стэнурф, Д. Томпсон и др.

Значительная часть выполненных исследований посвящена изучению шума и вибрации на подвижном составе железнодорожного транспорта (в электровозах, тепловозах, мотовозах, грузовых и пассажирских вагонах и пр.). В то же время практически неизученным остается специализированный железнодорожный транспорт (СЖТ), включающий автомотрисы и автодрезины, которые имеют характерные особенности шумообразования (специфические источники шума, сложная компоновка объектов, необычное расположение рабочих мест и пр.). Результаты измерений показывают высокие уровни шума и вибрации на рабочих местах, где выявлены превышения уровней звука (УЗ) более 20 дБА, уровней виброскорости до 12 дБ.

Целью работы являются теоретические и экспериментальные исследования процессов шумообразования для научного обоснования разработки рекомендаций и конструкций шумовиброзащиты.

Объект исследования: специализированный железнодорожный транспорт (автомотриса и автодрезина) – СЖТ.

Предмет исследования: закономерности формирования сложных звуковых полей от ИШ и вибрации в помещениях СЖТ, а также комплекс шумовиброзащиты, обеспечивающий снижение шума и вибрации до требований нормы.

Задачи исследования:

1. Изучить спектральный состав шума и вибрации в помещениях 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 в помещениях СЖТ.

3. Разработать расчетные схемы и математические модели, описывающие вклад составляющих воздушного шума в помещениях 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 расчетов шума в помещениях 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. 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.

6. Выполнить экспериментальные исследования шума качения в помещениях СЖТ с целью выявления основных каналов проникновения воздушного шума, изучить процесс образования структурного звука, разделить эти составляющие и определить требования по звукоизоляции и вибродемпфированию ограждающих конструкций.

7. 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.).

8. 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 в помещениях СЖТ до установленных требований.

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

10. Выполнить проверку и апробацию предложенных решений.

Научная новизна исследования

В результате выполненных теоретических исследований:

1. Разработаны расчетные схемы и на основании метода преобразования звуковых полей получены математические модели, описывающие закономерности основных процессов шумообразования в помещениях 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 (УЗД) в помещениях СЖТ, что позволило разработать научно обоснованные рекомендации по снижению шума и вибрации до требований 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 в помещениях автодрезин и автомотрис.

2. Разработан комплекс шумозащиты для помещений 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 расчетов в помещениях специализированного железнодорожного транспорта.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Результаты исследований параметров шума и вибрации в помещениях 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 в помещениях СЖТ.

3. Расчетные схемы и математические модели процессов прохождения звука через систему помещений и шумообразования в рабочих помещениях 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 расчёты по полученным в работе формулам, так и обосновать рекомендации по шумо- виброзащите на рабочих местах в помещениях 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 в помещениях СЖТ, а также специальные методики по определению звукоизоляции ограждающих конструкций, а также времени реверберации в помещениях изучаемых объектов, методика обработки полученных результатов.

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

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

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

Внедрение результатов работы

Основные результаты исследований, приведенные в работе, нашли применение:

- в работе АО «Институт «Трансэкопроект» при оценке акустического воздействия в помещениях специализированного железнодорожного транспорта;
- при проектировании и разработке шумовиброзащитных 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 дисциплины «Основы виброакустики», лабораторных работ и практических занятий ФГБОУ ВО «БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова».

Апробация работы

Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на ряде российских и международных конференций, среди них: 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-я 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.

Соответствие диссертации паспорту научной специальности

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

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 130 наименований, 1 приложения, изложена на 141 стр., содержит 38 таблиц и 53 рисунка.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, указаны цель и перечислены основные положения, выносимые на защиту, обосновано, что недостаточно изученным является вопрос оценки шума и вибрации в помещениях специализированного железнодорожного транспорта (далее – СЖТ).

В первой главе представлено описание объектов исследования: автомотрисы АСТ-30П и автодрезины АС-1А.

Проанализированы характеристики шума и вибрации на рабочих местах машинистов и других работников СЖТ, в результате чего были сделаны следующие выводы: шум в кабинах машинистов подвижного состава превышает нормы до 15 дБА, что указывает на актуальность проблемы защиты от шума в кабинах машиниста; 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; 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 составляет превышение на 5–12 дБ.

Проведен анализ источников повышенного акустического и вибрационного воздействия и процессов образования внутреннего и внешнего шума. По результатам анализа представлена общая схема образования внутреннего шума, выделены направления разделения вкладов ИШ в процесс шумообразования в помещениях СЖТ.

Представлен анализ обширного перечня литературы, по результатам которого была сформирована общая схема, где приведены пути, методы и средства шумовиброзащиты на рабочих местах машиниста подвижного состава.

Обзор состояния вопроса позволил выделить основные задачи исследования.

Во второй главе проведен анализ параметров шума и вибрации и разработаны требования по их снижению на рабочих местах в помещениях СЖТ.

Анализ характеристик шума на рабочих местах автомотрисы (таблица 1) показал, что 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 лежит в пределах от 18 до 24 дБА; 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.

Анализ характеристик шума на рабочих местах автодрезины (см. таблицу 1) показал, что 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 на различных режимах работы отмечаем, что превышения зарегистрированы на обоих выбранных для рассмотрения режимах работы: при этом, например, в кабине I УЗД при стоянке превышают норму в диапазоне частот 250–2000 Гц на 9–12 дБ (15 дБА), при движении – на 13–16 дБ (18 дБА).

По результатам анализа вибрационного воздействия (таблица 2) отмечено превышение уровней виброскорости 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.

В третьей главе представлены теоретические и экспериментальные исследования процессов шумообразования и прогнозирования шума в помещениях СЖТ. Схематически основные источники шума и процессы шумообразования представлены на рисунке 1.

Таблица 1 – Значения превышений УЗД, дБ, и УЗ, дБА, на основных рабочих местах в помещениях автомотрисы и автодрезины

Точки измерений	Режим работы	Превышение УЗД, дБ, в октавных полосах среднегеометрических частот, Гц									Эквивалентный УЗ, дБА	Максимальный УЗ, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Автомотриса												
Кабина машиниста I	Движение со скоростью 70 км/ч	-	1	5	17	20	23	22	14	9	24	14
Кабина машиниста II	Движение со скоростью 70 км/ч	-	-	2	13	18	18	20	9	7	20	4
Автодрезина												
Кабина машиниста I	Движение со скоростью 60 км/ч	-	-	4	13	15	13	16	4	1	18	12
Кабина машиниста II	Движение со скоростью 60 км/ч	-	-	3	11	12	10	13	2	-	17	10

Таблица 2 – Превышение уровней вибрации на основных рабочих местах в помещениях автомотрисы и автодрезины

Место измерения	Измеренные усредненные значения уровней виброскорости, дБ, в октавных полосах частот, Гц					
	2	4	8	16	31,5	63
Превышение на сиденье машиниста	-	8	12	11	7	5

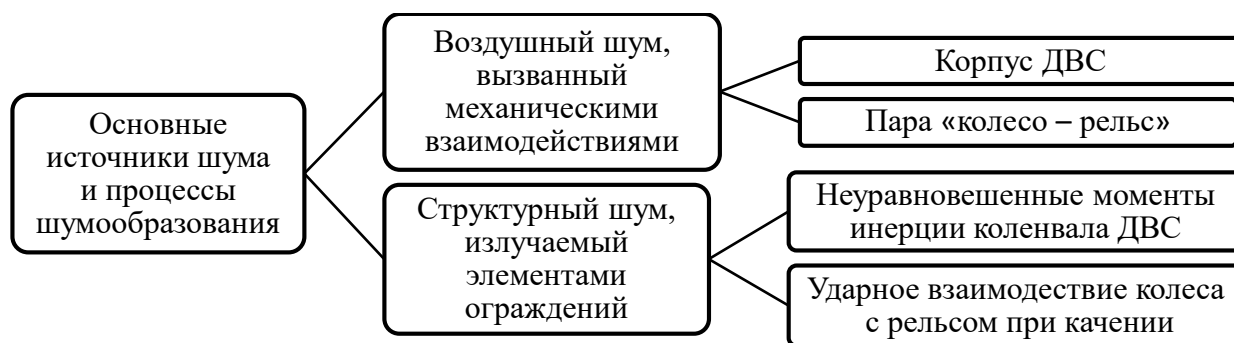


Рисунок 1 – Основные источники шума и процессы шумообразования в помещениях СЖТ

Определение вклада воздушного шума корпуса ДВС, а также прогнозирование шума на различных рабочих местах в помещениях СЖТ выполняется расчетом с использованием метода последовательного преобразования звуковых полей.

Рассмотрим процесс шумообразования и прогнозирования на примере **автомотрисы**, расчетная схема представлена на рисунке 2.

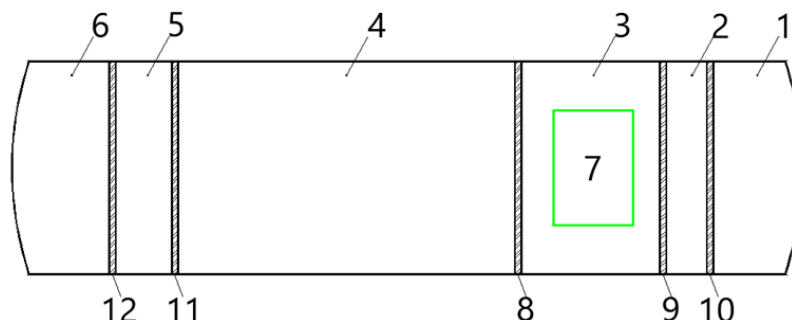


Рисунок 2 – Расчетная схема служебно-грузовой автомотрисы:

- 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

Для решения поставленных задач, были приняты следующие 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.

По результатам ряда преобразований были получены формулы для определения:

– уровней звукового давления **в пассажирском салоне**

$$L_{РТ}^{сал} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{МО}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{сал}) - \overline{3И}_{пер1} + 10 \lg \frac{S_{пер1}}{A_{сал}} - 10 \lg \psi_{сал} - 10 \lg \psi_{МО} - 10 \lg \frac{A_{МО}}{A_0} + 10 \lg 16, \text{ дБ}; \quad (1)$$

– уровней звукового давления **в кабине машиниста I**

$$L_{РТ}^{каб1} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{МО}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{тамб1}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{каб1}) - \overline{3И}_{пер2} - \overline{3И}_{пер3} + 10 \lg \frac{S_{пер2}}{A_{МО}} + 10 \lg \frac{S_{пер3}}{A_{тамб1}} - 10 \lg \frac{A_{каб1}}{A_0} - 10 \lg \psi_{МО} - 10 \lg \psi_{тамб1} - 10 \lg \psi_{каб1} + 10 \lg 4^2, \text{ дБ}; \quad (2)$$

– уровней звукового давления **в кабине машиниста II**

$$L_{РТ}^{каб2} = L_{W_{ист}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{МО}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{сал}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{тамб2}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{каб2}) - \overline{3И}_{пер1} - \overline{3И}_{пер4} - \overline{3И}_{пер5} + 10 \lg \frac{S_{пер1}}{A_{МО}} + 10 \lg \frac{S_{пер4}}{A_{сал}} + 10 \lg \frac{S_{пер5}}{A_{тамб2}} - 10 \lg \frac{A_{каб2}}{A_0} - 10 \lg \psi_{сал} - 10 \lg \psi_{тамб2} - 10 \lg \psi_{каб2} + 10 \lg 4^4, \text{ дБ}, \quad (3)$$

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

$\bar{\alpha}_{МО}, \bar{\alpha}_{сал}, \bar{\alpha}_{каб1}, \bar{\alpha}_{тамб1}, \bar{\alpha}_{тамб2}, \bar{\alpha}_{каб2}$ – средний коэффициент звукопоглощения в машинном отделении, салоне, кабине I, тамбуре I, тамбуре II и кабине II;

$\overline{3И}_{пер1}, \overline{3И}_{пер2}, \overline{3И}_{пер3}, \overline{3И}_{пер4}, \overline{3И}_{пер5}$ – частотно-зависимое значение приведенной звукоизоляции перегородок 1, 2, 3, 4 и 5 соответственно, дБ;

$S_{пер1}, S_{пер2}, S_{пер3}, S_{пер5}$ – площадь перегородок 1, 2, 3, 4 и 5 соответственно, м²; $S_0 = 1 \text{ м}^2$;

$A_{сал}, A_{МО}, A_{тамб1}, A_{каб1}, A_{тамб2}, A_{каб2}$ – эквивалентная площадь звукопоглощения в салоне, в машинном отделении, тамбуре I, кабине I, тамбуре II, кабине II соответственно; м²; $A_0 = 1 \text{ м}^2$;

$\psi_{сал}, \psi_{МО}, \psi_{тамб1}, \psi_{каб1}, \psi_{тамб2}, \psi_{каб2}$ – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному в салоне, машинном отделении, тамбуре I, кабине I, тамбуре II, кабине II, соответственно.

Рассмотрим процесс шумообразования и прогнозирования шума на примере **автодрезины**, расчетная схема которой представлена на рисунке 3.

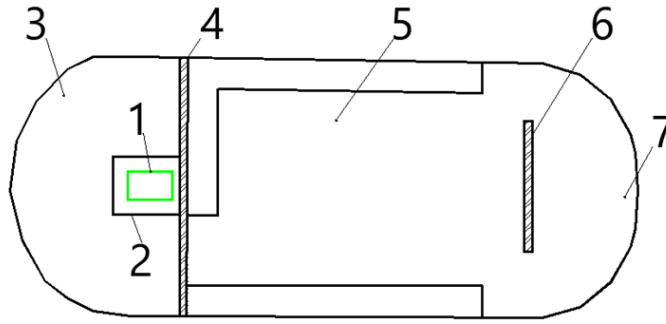


Рисунок 3 – Расчетная схема автодрезины:

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

Для решения поставленных задач были приняты следующие допущения:

- источник 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;
- звуковая энергия распределена в кабине I равномерно;
- 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.

По результатам ряда преобразований были получены формулы для определения:

- уровней звукового давления **в кабине I**

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

- уровней звукового давления **в пассажирском салоне**

$$L_{\text{РТ}}^{\text{сал}_1} = L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{сал}}) - 3I_{\text{кап}} + 10 \lg \frac{S_{\text{кап}}}{S_0} - 10 \lg \psi_{\text{кап}} + 10 \lg \frac{A_{\text{кап}}}{A_0} + 10 \lg \left[\frac{2 \arctg \frac{l_{\text{кап}}}{2r}}{l_{\text{кап}} r} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_1})}{\psi_{\text{каб}_1} A_{\text{каб}_1}} \right] - 3I_{\text{пер}} + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{A_{\text{сал}}} - 10 \lg \psi_{\text{сал}} + 10 \lg 4^2, \text{ дБ}; \quad (5)$$

- уровней звукового давления **в кабине II**

$$L_{\text{РТ}}^{\text{каб}_2} = L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}}) + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{сал}}) - 3I_{\text{кап}} + 10 \lg \frac{S_{\text{кап}}}{S_0} - 10 \lg \psi_{\text{кап}} + 10 \lg \frac{A_{\text{кап}}}{A_0} + 10 \lg \left[\frac{2 \arctg \frac{l_{\text{кап}}}{2r}}{l_{\text{кап}} r} + \right]$$

$$\left. \frac{4(1-\bar{\alpha}_{\text{каб}_1})}{\psi_{\text{каб}_1} A_{\text{каб}_1}} \right] - \overline{3\text{И}}_{\text{пер}} + 10\lg \frac{S_{\text{пер}}}{A_{\text{сал}}} - 10\lg \psi_{\text{сал}} + 10\lg \frac{S_{\text{пр}}}{A_{\text{каб}_2}} + \quad (6)$$

$$+ 10\lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{каб}_2}) - 10\lg \psi_{\text{каб}_2} + 10\lg 4^3 2, \text{ дБ},$$

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

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

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

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

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

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

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

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

Вклад шума качения в процессы шумообразования в помещениях СЖТ, определен экспериментально. 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. Для прогнозирования вклада шума качения предложена формула расчета (7), а также экспериментом получены значения поправочных коэффициентов для всего нормируемого диапазона частот (таблица 3).

$$L_{\text{РТ}} = L_0^f + K \lg \frac{V}{V_0}, \text{ дБ}, \quad (7)$$

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 – поправочный коэффициент.

Таблица 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, полученный расчетом уровень звукового давления в кабине машиниста составит (например, на частоте 63 Гц) на стоянке – 85 дБ, при движении со скоростью 60 км/ч – 88 дБ, а при скорости 45 км/ч – почти 87 дБ.

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

С целью научного обоснования разрабатываемых рекомендаций по снижению шума в помещениях автодрезин и автомотрис были поставлены следующие 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 путем измерений УЗ внешнего звукового поля на этих ограждениях выявить вклад шума через различные элементы внешних ограждений в помещениях СЖТ.

Для определения акустических свойств помещений 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 (таблица 4) 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 показывает перспективность применения звукопоглощения для снижения отраженного шума с ожидаемым эффектом не менее 2–3 дБ.

Таблица 4 – Обобщенные данные вычисленных значений $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ в помещениях 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

Выполнены экспериментальные исследования звукоизоляции внутренних ограждений (таблица 5), 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 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.

Таблица 5 – 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

Выполнены экспериментальные исследования по определению вклада составляющих воздушного шума в помещениях СЖТ, 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 против соответствующего ограждения снаружи элемента ограждения (пола, боковых стен и т. д.) соответствующего значения звукоизоляции элемента (рисунок 4). Было 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, крыша кабины – 63 дБА, т. е. эти элементы могут не учитываться при разработке рекомендаций по шумозащите.

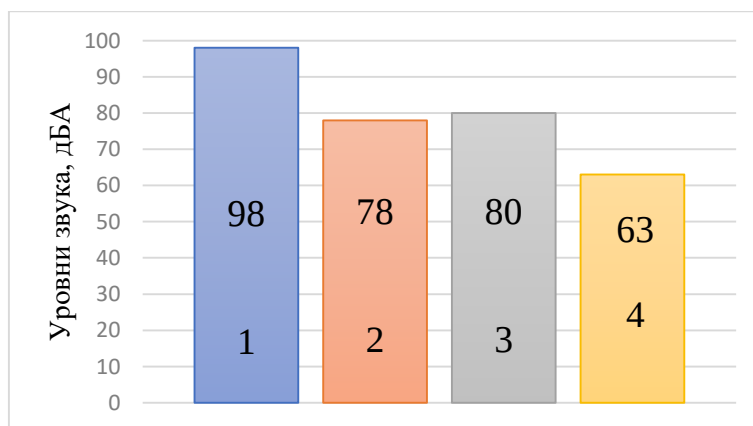


Рисунок 4 – Вычисление значения вкладов шума (УЗ, дБА) в кабину через основные ограждения кабины:

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

Выполнены исследования с целью определить вклад звуковой вибрации в составляющую шума качения. 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 с вкладом воздушной составляющей; мерой по снижению структурной составляющей шума качения является нанесение вибродемпфирующих покрытий на все металлические элементы ограждений.

В четвертой главе изложены методики экспериментальных исследований. Описана методика определения звукоизоляции внутренних ограждающих конструкций, включающая расположение и число точек измерений, расположение искусственного ненаправленного источника звука, способ обработки результатов измерений.

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.

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

Обработка результатов измерений производилась по стандартной методике, точность составила $\pm 1,5$ дБА.

В пятой главе приведены рекомендации по снижению внутреннего шума и вибрации в помещениях СЖТ. На рисунке 5 представлена общая схема предлагаемых рекомендаций для автомотрисы, аналогичная схема (рисунок 6) составлена для автодрезины.



Рисунок 5 – Общая схема рекомендаций по снижению шума в помещениях автомотрисы



Рисунок 6 – Общая схема рекомендаций по снижению шума в помещениях автодрезин

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 по 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).

Представлены звукоизолирующие конструкции двух типов внутренних перегородок (рисунок 7): типа I – с тамбуром и типа II – одиночных.

Испытания показали, что первые обеспечивают звукоизоляцию 19–48 дБ, а вторые 14–24 дБ в исследуемом частотном диапазоне (таблица 6); расчеты показали, что применением опытной внутренней звукоизоляции доля шума корпуса ДВС снижена на всех рабочих местах автотомотрисы до требований норм.

Таблица 6 – 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

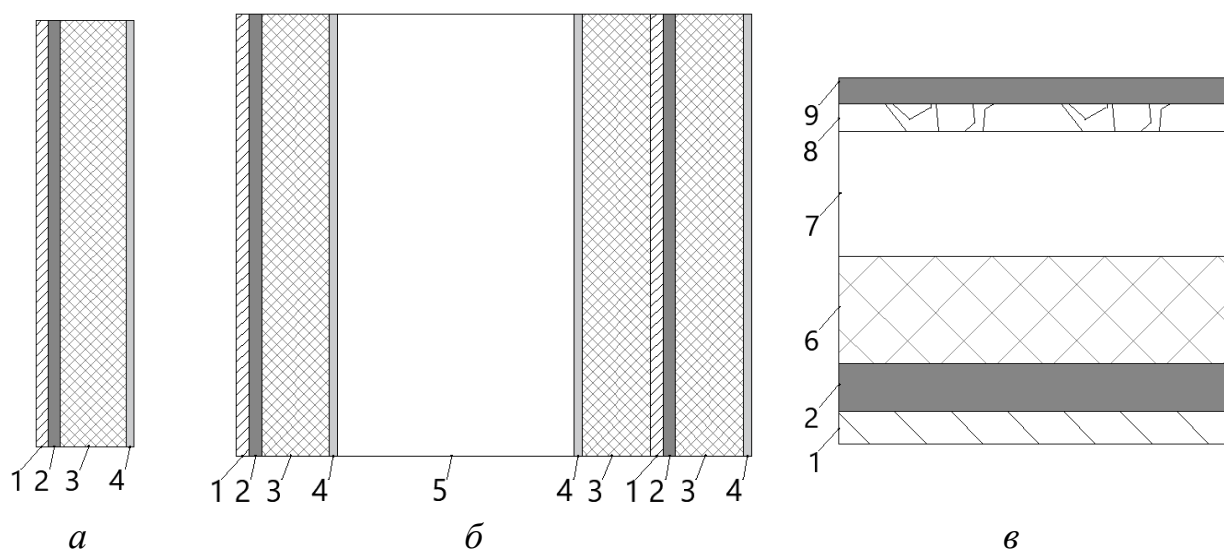


Рисунок 7 – Схемы многослойных звукоизолирующих конструкций:

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

Для снижения вклада воздушной составляющей корпуса ДВС на автодрезине предложено заключить последний в специально выполненный капот с усиленной звукоизоляцией и звукопоглощением (рисунок 8). Испытания опытного образца показали, что звукоизоляция капота составила 15–37 дБ в исследуемом частотном диапазоне (таблица 7); расчеты показали, что при установке этой конструкции в кабине машиниста I автодрезины составляющая воздушного шума ДВС на всех рабочих местах машины будет снижена до требований санитарных норм.

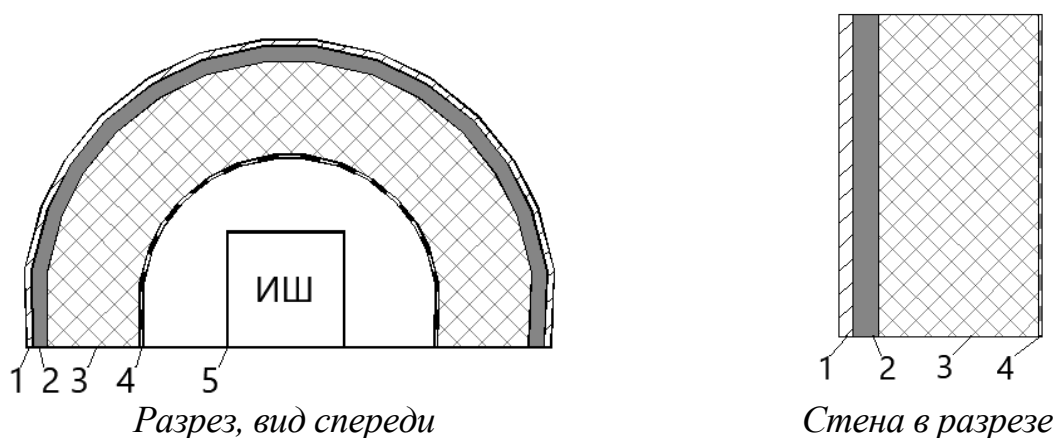


Рисунок 8 – Схема звукоизолирующего капота:

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

Таблица 7 – Измеренная звукоизоляция конструкции капота

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

Для снижения воздушной составляющей шума качения для обеих машин 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 (рисунок 7); испытания опытной конструкции показали, что звукоизоляция пола составила 16–35 дБ в исследуемом диапазоне частот (см. таблицу 6); шум на рабочих местах снижен до требований санитарных норм.

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 (таблица 8). Расчет снижения вклада звуковой вибрации был выполнен на примере кабины машиниста I автотрисы (характер вклада этой составляющей совершенно идентичен для всех рабочих мест); расчет показал существенное снижение УЗД в кабине, но отмечены превышения на отдельных частотах на величину от 2 до 3 дБ.

Таблица 8 – 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

С целью дополнительного снижения шума, было предложено использовать установку звукопоглощения во всех рабочих и вспомогательных помещениях обеих машин; 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. Применение всех мер позволит снизить шум на рабочих местах до требований норм, пример представлен на рисунке 9.

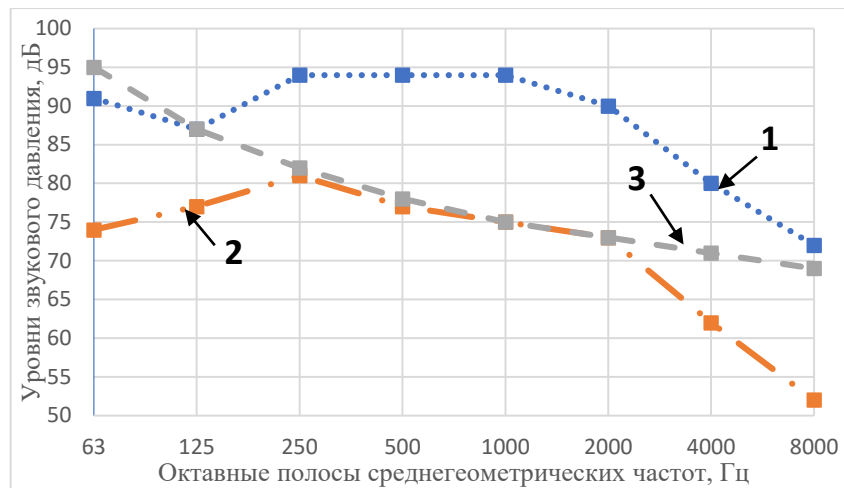


Рисунок 9 – Экспериментальные и расчетные спектры шума в кабине машиниста I:

1 – измеренный спектр шума в кабине (при движении); 2 – рассчитанный спектр шума при применении предложенного комплекса мер; 3 – норма шума

Для снижения общей вибрации на рабочем месте машиниста была предложена оригинальная конструкция виброзащитного сиденья (рисунок 10), 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.

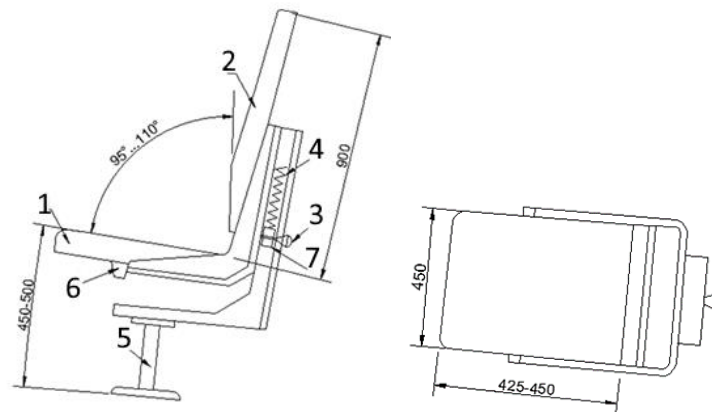


Рисунок 10 – Схема виброзащитного сиденья для машиниста специализированного железнодорожного транспорта:

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

ОСНОВНЫЕ ВЫВОД И РЕЗУЛЬТАТЫ

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 в помещениях обеих машин. Получены значения превышений общей вибрации на полу на 4–12 дБ (при движении на обеих машинах).

2. В общем виде процесс шумообразования в помещениях исследуемых машин представляется следующей схемой: основных источников шума 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 определяют вклад воздушного шума в каждом помещении СЖТ 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); 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, 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, а суммарный вклад структурного звука сопоставим с вкладом воздушной составляющей.

7. Приведена методика определения звукоизоляции внутренних и внешних ограждающих конструкций. Изложен 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, то же 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 показали, 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 частот может быть снижен на 1–4 дБ. При применении опытных конструкций, а также предложенных рекомендаций шум на рабочих местах в помещениях СЖТ 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 осуществляются резиновым элементом, работающим на кручение (т. н. сайлентблоком); расчеты показали, что сиденье обеспечивает снижение вибрации до нормы.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Ксенофонтова, В.К. Влияние звуков высоких частот (4000 Гц) на показатели variability сердечного ритма / В.К. Ксенофонтова, Е.А. Левина, С.В. Левин, А.В. Храмов // Молодежь. Техника. Космос : труды X Общероссийской молодежной научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 18–20 апреля 2018 года. – Санкт-Петербург : Балтийский государственный технический университет «Военмех», 2018. – С. 351–353. – EDN XVQJUL.

2. * Ксенофонтова, В.К. Влияние высокочастотного шума (4000 Гц) на показатели variability сердечного ритма / В.К. Ксенофонтова, Е.А. Левина, С.В. Левин, А.В. Храмов // Noise Theory and Practice. – 2018. – Т. 4, № 3 (13). – С. 10–14. – EDN XZKYMX.

3. * 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. – EDN OVFIIX. – Перечень ВАК № 42 (от 21.11.2019).

4. Васильева, В.К. Изучение индивидуальной восприимчивости шума для улучшения процедуры профотбора / В.К. Васильева, Н.Н. Храпко, А.Ю. Олейников, А.В. Храмов // Конкурс научно-исследовательских работ, Москва, 08–11 декабря 2020 года. – Москва : Ассоциация разработчиков, изготовителей и поставщиков средств индивидуальной защиты, 2020. – С. 2–5. – EDN GEQQIG.

5. Васильева, В.К. Проблемы современной инженерной акустики / В.К. Васильева, А.Е. Шашурин, С.С. Борцова // Защита от повышенного шума и вибрации: Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 23–25 марта 2021 года / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Институт акустических конструкций, 2021. – С. 11–15. – EDN GZHPTE.

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

7. Vasilyeva, V.K. Regression analysis of the coefficients of vibration energy losses in gas-discharge systems of power plants / V.K. Vasilyeva, A.N. Chukarin, A.A. Fedenko, A. E. Shashurin // Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 115–118. – DOI 10.36336/akustika202141115. – EDN OTVN XV. – Scopus.

8. * Васильева, В.К. Теоретическая оценка спектров воздушной составляющей шума на примере дрезины АС-1А и автомотрисы АСГ-30П / В.К. Васильева // Noise Theory and Practice. – 2022. – Т. 8, № 3 (30). – С. 52–60. – EDN HIMIYB. – Перечень ВАК № 70 (от 23.09.2022).

9. Васильева, В. К. Подходы к нормированию шума в Европе и России / В.К. Васильева, В.А. Васильев, А.Е. Шашурин // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник трудов конференции IX Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 26–28 апреля

2023 года. – Санкт-Петербург : Институт акустических конструкций, 2023. – С. 47–52. – EDN FJYRYP.

10. * Васильева, В. К. Исследования акустических характеристик, возникающих при работе автомотрис и автодрезин / В.К. Васильева // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2023. – № 8. – С. 205–211. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-8-205-206. – EDN JKENXO. – Перечень ВАК № 1278 (от 17.07.2023).

11. * Васильева, В.К. К расчету прохождения звука через систему помещений специального железнодорожного транспорта / В.К. Васильева, А.Е. Шашурин, В.А. Крутова, Д.С. Фролова // Noise Theory and Practice. – 2024. – Т. 10, № 4. – С. 9–17. – EDN HIMIYB. – Перечень ВАК № 100 (от 30.10.2024).

* По списку ВАК.

Васильева Виктория Константиновна

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

В печать 14.01.2025. Формат 60×84/16.

Объем 1,4 усл. п. л. Тираж 100 экз. Заказ № 9.

Издательство Балтийского государственного технического университета

«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

190005, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., д. 1.

Формат 60×90/16. Бумага офсетная. Печать трафаретная. Тираж 100 экз.