

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



*На правах рукописи*

**Фролова Дарья Сергеевна**

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНЫХ УСЛОВИЙ ТРУДА МАШИНИСТОВ  
ВАГОНОВ-ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ**

Специальность 2.10.3 – Безопасность труда

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент

Крутова Вероника Александровна

Санкт-Петербург  
2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	14
1.1 Описание объекта исследования .....	14
1.2 Процессы шумообразования подвижного состава .....	24
<i>1.2.1 Причины возникновения внешнего шума от объектов железнодорожной отрасли .....</i>	<i>24</i>
<i>1.2.2 Причины возникновения внутреннего шума на рабочих местах машинистов железнодорожного подвижного состава .....</i>	<i>27</i>
1.3 Снижение внутреннего шума подвижного состава.....	33
<i>1.3.1 Акустические экраны .....</i>	<i>33</i>
<i>1.3.2 Глушители шума двигателей внутреннего сгорания .....</i>	<i>36</i>
<i>1.3.3 Звукоизолирующие и звукопоглощающие капоты и кожухи....</i>	<i>39</i>
1.4 Процессы образования вибрации и снижение общей вибрации на рабочих местах машинистов .....	44
<i>1.4.1 Процессы возникновения вибрации во внешнюю среду при движении подвижного состава .....</i>	<i>44</i>
<i>1.4.2 Процессы возникновения и способы снижения воздействия общей вибрации на рабочих местах машинистов подвижного состава..</i>	<i>49</i>
1.5 Выводы по главе.....	59
2 АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ТРУДА МАШИНИСТОВ, ОБСЛУЖИВАЮЩИХ ВАГОНЫ-ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ .....	61
2.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов в местах нахождения машинистов вагонов-электростанций .....	61
2.2 Воздействие шума на машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда во время стоянки.....	64

2.3 Воздействие шума на машинистов вагона-электростанции во время движения восстановительного поезда .....	72
2.4 Воздействие общей вибрации на машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда .....	81
2.5 Выводы по главе.....	84
<b>3 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ ВАГОНОВ-ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ.....</b>	<b>86</b>
3.1 Расчет составляющей воздушного шума в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда .....	86
3.2 Расчет общей вибрации в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда .....	93
3.3 Выводы по главе.....	98
<b>4 МЕТОДИКА И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....</b>	<b>99</b>
4.1 Методика проведения экспериментальных исследований шума и вибрации вагонов-электростанций.....	99
4.2 Методика проведения экспериментов по определению звукоизоляции внутренних ограждений .....	103
4.3 Обработка результатов измерений.....	105
4.4 Выводы по главе.....	115
<b>5 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ШУМО– И ВИБРОЗАЩИТЫ И АПРОБАЦИЯ ПРЕДЛОЖЕННЫХ РЕШЕНИЙ .....</b>	<b>116</b>
5.1 Конструктивное решение и звукоизоляция внутренних ограждений	116
<b>5.1.1 Характеристики применяемых материалов .....</b>	<b>118</b>

5.2 Разработка эффективного виброзащитного сиденья для снижения общей вибрации.....	120
5.3 Апробация предложенных решений и обеспечение безопасных условий труда машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда .....	123
<b>5.3.1 Алгоритм расчета ожидаемой акустической обстановки вагона-электростанции восстановительного поезда.....</b>	<b>123</b>
<b>5.3.2 Эффективность мероприятий по снижению воздействия воздушного шума.....</b>	<b>125</b>
<b>5.3.3 Эффективность мероприятий по снижению воздействия общей вибрации.....</b>	<b>129</b>
<b>5.3.4 Состояние условий труда на рабочих местах при реализации предложенных решений .....</b>	<b>130</b>
5.4 Выводы по главе.....	132
6 ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.....	134
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	137
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	168
Карта специальной оценки условий труда .....	168
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	171
Чертежи стойки кресла машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда .....	171
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	178
Акт о внедрении результатов диссертационного исследования.....	178
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	179
Акт о внедрении в учебный процесс результатов диссертационного исследования.....	179
ПРИЛОЖЕНИЕ Д .....	180

Акт о техническом испытании результатов диссертационного исследования

..... 180

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** Железнодорожная отрасль занимает лидирующее место в обеспечении больших объемов грузо- и пассажироперевозок на различные расстояния. Это объяснимо с точки зрения ее эффективности, безопасности и экономичности по сравнению с другими видами транспорта. Приоритетной задачей отрасли является обеспечение бесперебойной работы подвижного состава, которое не в последнюю очередь зависит от оперативности устранения последствий различных аварий, а порой и крушений, неизбежно сопровождающих процесс эксплуатации подвижного состава. При необходимости быстрой ликвидации последствий схода с рельсов подвижного состава применяется специально сформированный вид железнодорожной техники – восстановительный поезд, в составе которого находится различное вспомогательное оборудование: грузоподъемные краны, гидравлические домкраты, тягачи с лебедками, машины для сварки и резки металла, а также вагоны-электростанции. В функции данных вагонов входят освещение и электрообогрев восстановительного поезда, а также освещение места схода и электроснабжение вспомогательного оборудования.

В зависимости от типа восстановительного поезда вагоны-электростанции могут иметь различную компоновку и количество автономно работающих дизель-генераторных установок (ДГУ), необходимых для питания состава. Дизель-генераторы в таких вагонах расположены вблизи рабочих мест и мест машиниста вагона-электростанции, что таким образом создает неблагоприятные условия труда в течение рабочей смены. Для персонала таких поездов длительное пребывание, например, в условиях акустического дискомфорта оборачивается развитием повышенной утомляемости, которая может привести к происшествиям чрезвычайного характера.

Проведенные экспериментальные исследования внутри вагонов-электростанций показали неблагоприятные условия труда и, в первую очередь, значительные превышения виброакустических характеристик по сравнению с установленными санитарно-гигиеническими нормами. Все обследованные вагоны-

электростанции в составе восстановительных поездов при различном количестве ДГУ в составе и при разных режимах эксплуатации показали практически идентичную картину превышений шума и вибрации над предельно допустимыми значениями. Значения эквивалентных уровней звука внутри вагона-электростанции восстановительного поезда достигают величины 89 дБА, а измеренные эквивалентные скорректированные уровни виброускорения – 121 дБА, что превышает предельно допустимые значения на 9 дБА и 6 дБА соответственно.

Следует учесть, что во время работы дизель-генераторных установок машинист вагона-электростанции должен быть сконцентрирован на выполнении своих обязанностей, а неблагоприятная виброакустическая обстановка является внешним фактором, отвлекающим внимание и снижающим качество выполняемых рабочих операций. Кроме того, во время работы дизель-генераторных установок часть персонала может находиться в зоне отдыха, поэтому такая дискомфортная обстановка также негативно влияет на качество отдыха работников.

Таким образом, обеспечение безопасных условий труда машинистов вагонов-электростанций восстановительных поездов является актуальной научно-технической и социально-экономической задачей.

В настоящее время достаточно широко изучены вопросы излучения шума железнодорожного подвижного состава в окружающую среду. Также широко проводимые исследования процессов шумообразования для кабин машинистов электровозов, тепловозов, мотовозов и др., конструкция которых существенно отличается от специфической компоновки вагона-электростанции восстановительного поезда. Анализ проведенных исследований процессов возбуждения вибрации на рабочих местах операторов в кабинах машинистов подвижного состава показал необходимость изучения общей вибрации, передаваемой на кресло машиниста вагона-электростанции.

**Целью диссертационной работы** является обеспечение безопасных условий труда на рабочих местах машинистов вагонов-электростанций восстановительных поездов за счет снижения превалирующих факторов уровней шума и вибрации.

### **Основные задачи исследования**

Для обеспечения безопасных условий труда на рабочем месте машиниста и улучшения виброакустических характеристик внутри вагона-электростанции восстановительного поезда в работе решаются следующие задачи:

1. Выявить опасные и вредные производственные факторы внутри вагона-электростанции и установить класс опасности для персонала вагона.

2. Определить уровни звукового давления и уровни звука на рабочих местах и местах отдыха машинистов внутри вагона-электростанции восстановительного поезда, получить требуемые значения снижения шума и вибрации.

3. На основе существующих санитарно-гигиенических нормативов разработать методику проведения измерений шума и вибрации внутри вагона-электростанции восстановительного поезда.

4. Получить аналитические зависимости, позволяющие рассчитать акустические характеристики внутри объекта исследования, оказывающие неблагоприятное воздействие на машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда.

5. Разработать практические решения по улучшению виброакустических характеристик до значений согласно санитарно-гигиенических нормам.

6. Провести экспериментальные исследования эффективности предложенных решений по снижению шума внутри вагонов-электростанций, входящих в состав восстановительных поездов и эксплуатируемых при различных режимах работы.

7. Провести экспериментальные исследования эффективности предложенных решений по снижению общей вибрации на рабочих местах машинистов вагонов-электростанций.

8. Определить класс условий труда, установленный после применения предложенных решений по снижению шума и общей вибрации, позволяющих значительно улучшить условия труда на рабочих местах и местах отдыха внутри вагонов-электростанций восстановительных поездов.

**Научная новизна** работы определяется следующим:

1. Разработаны аналитические зависимости, позволяющие рассчитать уровни звукового давления в рабочих зонах внутри помещений вагона-электростанции восстановительного поезда.

2. С использованием метода последовательного преобразования звуковых полей получены математические модели шумообразования в системе помещений в предположении о квазидиффузном звуковом поле в рассматриваемых помещениях.

3. Выявлены закономерности образования шума и вибрации на рабочих местах машинистов вагонов-электростанций, возникающих от дизель-генераторных установок, учитывающие внутреннюю компоновку вагона, технические характеристики внутренней и внешней конструкции кузова вагона, а также акустические характеристики источников шума.

**Теоретическая и практическая значимость** сформулирована следующим образом:

1. Получены виброакустические характеристики на рабочих местах вагонов-электростанций, а также требуемые параметры снижения шума и вибрации.

2. Разработан метод расчета ожидаемых уровней звукового давления вагона-электростанции восстановительного поезда, в котором учтены звукопоглощающие свойства помещений, звукоизоляция внутренних ограждений, а также геометрические параметры помещений.

3. Предложены инженерно-технические решения по обеспечению виброакустических характеристик, определенных требованиями санитарно-гигиенических норм, на основе сочетания звуко- и вибропоглощающих, а также звукоизолирующих элементов и ограждений.

4. Разработана конструкция виброзащитного кресла машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда с целью уменьшения общей вибрации, возникающей при работе дизель-генераторных установок.

**Объектом исследования** являются рабочие места и места отдыха машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда.

**Предметом исследования** является изучение формирования спектров шума и вибрации, возникающих внутри вагона-электростанции от доминирующего источника, которым являются дизель-генераторные установки.

**Область исследований.** Содержание диссертации соответствует п. 2, 6 и 10 специальности 2.10.3 – Безопасность труда.

**Методы исследования** основываются на основных положениях технической виброакустики, теории колебаний, статистических методах обработки экспериментальных данных и методах оценки вредных и опасных производственных факторов.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Результаты анализа по выявлению опасных и вредных производственных факторов, возникающих на рабочем месте машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда, и установления класса опасности для указанных категорий работников.

2. Экспериментально установленные уровни звукового давления, уровни звука и уровни виброускорения на рабочих местах и местах отдыха машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда, а также требуемые значения снижения уровней шума и вибрации.

3. Разработанные математические модели, на основе которых получены аналитические зависимости формирования спектральных характеристик шума в системе помещений вагонов-электростанций и результаты экспериментальных исследований, доказывающие достоверность полученных зависимостей.

4. Модель расчета вибрации в стойке кресла машиниста, позволяющая учитывать его геометрические и другие параметры.

5. Описание методики измерения шума и вибрации на рабочих местах машинистов вагона-электростанции, а также результаты определения точности проведенных измерений.

6. Конструкция многослойной звукоизолирующей перегородки, обеспечивающая снижение шума на рабочих местах машинистов до нормативов взамен штатным.

7. Конструкция виброзащитного сиденья машиниста, в котором в качестве виброизоляторов используются пружины, работающие на сжатие, а низкая собственная частота обеспечивается применением дополнительной нагрузки.

8. Алгоритм расчета ожидаемой шумности в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда.

9. Установленный класс условий труда после применения предложенных рекомендаций и решений.

**Реализация результатов.** Полученные в диссертации теоретические и практические результаты подтверждены техническим актом внедрения ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод им. В.В. Воровского», а также техническим актом испытания Дирекции аварийно-восстановительных средств – структурного подразделения Северо-Кавказской железной дороги – филиала ОАО «РЖД». Отдельные результаты диссертационной работы используются в ФГБОУ ВО РГУПС в образовательном процессе – в учебно-методических материалах курсов лекций, лабораторных работ и практических занятий по дисциплинам «Безопасность жизнедеятельности», «Инженерная экология», «Охрана труда», «Управление техносферной безопасностью», «Специальная оценка условий труда», «Промышленная санитария и гигиена труда» для обучающихся по направлению подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность», профиль «Управление транспортной безопасностью и охраной труда», и специальностям 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», 23.05.03 «Подвижной состав железных дорог» и 23.05.04 «Эксплуатация железных дорог».

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

**Апробация диссертационной работы.** Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук подготовлена в федеральном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Балтийский государственный

технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова» на кафедре Е5 «Экология и производственная безопасность». Материалы работы прошли апробацию на научных и научно-практических конференциях, семинарах и совещаниях международного и всероссийского уровня, в их числе участие в научной конференции «Механика и трибология транспортных систем» (МехТрибоТранс-2016), Всероссийской национальной научно-практической конференции «ТРАНСПОРТ: НАУКА, ОБРАЗОВАНИЕ, ПРОИЗВОДСТВО» (2017 г.), Всероссийской национальной научно-практической конференции «Современное развитие науки и техники» («Наука-2017»); Международной научно-практической конференции «ТРАНСПОРТ: НАУКА, ОБРАЗОВАНИЕ, ПРОИЗВОДСТВО» (2018 г.); Международной научно-практической конференции «Перспективы развития локомотиво-, вагоностроения и технологии обслуживания подвижного состава» (2019–2024 гг.); 6-й Международной научно-практической конференции «Механика, оборудование, материалы и технологии» (2023 г.); Всероссийской национальной научно-практической конференции «Обеспечение надежности, качества и безопасности технологических машин и оборудования» (2023 г.); Всероссийской национальной научно-практической конференции «Теория и практика безопасности жизнедеятельности» (2019–2024 гг.).

**Публикации.** Результаты диссертационного исследования опубликованы в научных статьях, тематических сборниках научных трудов, материалах конференций. По теме диссертационной работы опубликовано 13 научных работ, в том числе 7 из них – в рецензируемых журналах Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук (две из них в изданиях категории К-2 по научной специальности 2.10.3 – Безопасность труда (Технические науки) с одновременной индексацией в международной реферативной базе данных Scopus, квартиль Q3), и 1 статья в журнале, входящем в международную реферативную базу данных Scopus, квартиль Q4.

**Личный вклад автора.** В диссертационной работе и публикациях представлены научные и практические результаты, в получении которых личный

вклад соискателя является превалирующим (постановка научной задачи, целей работы и их достижение, включая совместные экспериментальные исследования с последующим анализом полученных результатов).

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, 5 глав, общих выводов и рекомендаций, списка использованной литературы из 240 наименований, содержит 85 рисунков, 31 таблицу и изложена на 180 страницах машинописного текста, в том числе приложения на 13 страницах. В приложения вынесены карта специальной оценки условий труда, чертежи, сведения о внедрениях.

# 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1 Описание объекта исследования

Железнодорожные перевозки не утрачивают своей популярности и по сей день по ряду объективных причин. Но, как и в любом виде транспорта, на железной дороге также могут возникать различные техногенные происшествия. Для устранения последствий чрезвычайных ситуаций используются пожарные и восстановительные поезда.

Восстановительный поезд (рисунок 1.1) является специально сформированной единицей подвижного состава, которая прибывает на место аварии и ликвидирует тяжелые последствия аварий поездов. Например, в случае схода поезда с пути, столкновения друг с другом локомотивов по причине ошибки диспетчеров работники восстановительного поезда в том числе могут оказать первую помощь пострадавшим.



Рисунок 1.1 – Общий вид восстановительного поезда

Основной задачей восстановительного поезда и бригады является обеспечение скорейшего возобновления функционирования железнодорожного

транспорта. Для этого данный вид поезда оснащен всем необходимым оборудованием и инструментами. В составе поезда несколько вагонов, каждый из которых имеет свое собственное предназначение: вагон-кладовая с инструментом и материалами, платформы с материалами и оборудованием, санитарный вагон, вагон с пищеблоком, вагон-электростанция (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Общий вид вагона-электростанции на станции Армавир

Вагоны восстановительного поезда создаются на базе грузовых или пассажирских вагонов, а железнодорожные краны, бульдозеры и прочая подъемно-транспортная техника располагается на платформах. Главное условие при формировании поезда – прибытие на место чрезвычайного происшествия в кратчайшие сроки, для этого необходима максимально возможная по инструкции скорость движения восстановительного поезда.

В восстановительных поездах используются электростанции мощностью от 200 до 600 кВт (таблица 1.1) [1], которые имеют мощности для подачи напряжения

в электрические цепи кранов на железнодорожном ходу (в случае отказа в работе основной дизель-генераторной установки крана).

Таблица 1.1 – Основные технические характеристики передвижных вагонов-электростанций

Параметры вагона-электростанции	Технические характеристики вагона-электростанции	
	Вагон-электростанция мощностью 400 кВт	Вагон-электростанция мощностью 600 кВт
Длина по осям сцепления автосцепок, мм	24 537	
Наружный размер длины кузова, мм	23 600	
Наружный размер ширины кузова, мм	3105	
Величина расстояния от головки рельса до оси автосцепки, мм	1060	
База	17 000	
Тара	70	
Тип тележки вагона	Усиленная тележка Калининского вагоностроительного завода (КВЗ-5)	
Тип автотормоза вагона	Электропневматический	
Тип ДГУ	У18-2ГС-КВ	
Мощность ДГУ, 1 шт.	200	
Количество ДГУ в вагоне-электростанции, кВт	2	3
Моторесурс ДГУ, ч	4000	5100
Тип энергоснабжения	От ДГУ, расположенных в вагоне-электростанции	
Тип ламп освещения	Лампы накаливания	
Тип отопления	Электрическое	
Тип вентиляции	Естественная	Вытяжная
Вода	Холодная вода	Холодная и горячая вода
Количество тамбуров	1	2
Количество мест отдыха (сна) для персонала	2	4

Компоновка внутри вагона-электростанции может различаться в зависимости от количества дизель-генераторных установок и их мощности. Возможна пятисекционная разбивка вагона (рисунок 1.3) на отделения для ДГУ, аппаратно-управленческого блока, котельной, кухни, санузла и мест для сна.

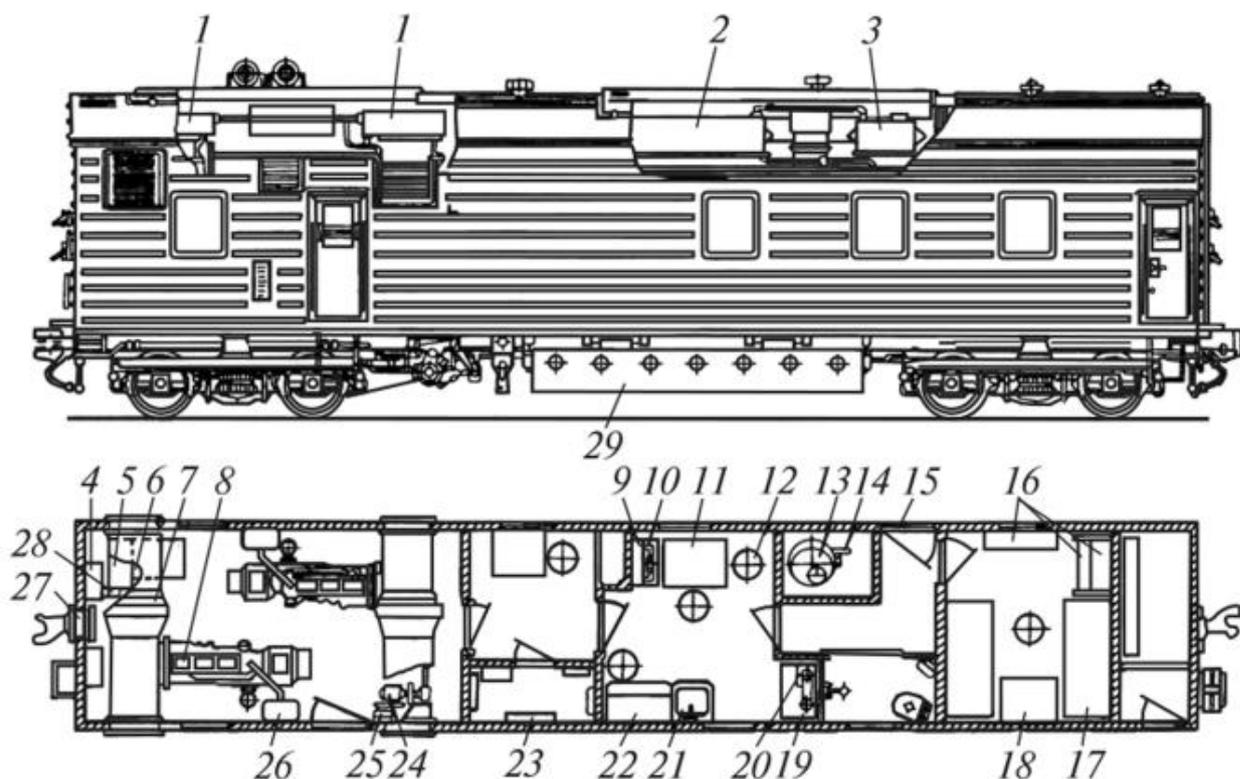


Рисунок 1.3 – Компоновка вагона-электростанции на секции:

1 – топливный бак; 2 – бак для питьевой воды; 3 – бак для технической воды;  
 4 – ящик для аккумуляторных батарей; 5 – масляный бак; 6 – верстак;  
 7 – короб охлаждения радиаторов; 8 – дизель-генератор; 9 – полка для технической документации; 10 – радиоприемник; 11 – стол; 12 – стул;  
 13 – котел водяного отопления; 14 – насос отопления; 15 – входная дверь;  
 16 – шкаф; 17 – диван-кровать; 18 – тумбочка; 19 – плита; 20 – подогреватель воды; 21 – раковина-мойка; 22 – бытовой холодильник; 23 – распределительный щит; 24 – топливный насос; 25 – ручной топливный насос; 26 – короб фильтров;  
 27 – вентилятор; 28 – ручной масляный насос; 29 – аккумуляторный ящик

Главным отделением вагона-электростанции является машинное, в котором располагаются дизель-генераторные установки, фото ДГУ типа У18-2ГС-КВ приведено на рисунке 1.4 [2, 3]. В зависимости от внутренней компоновки вагона в данном отделении также может быть расположено дополнительно различное дополнительное оборудование, например система охлаждения ДГУ, насос, электрический преобразователь, дополнительные баки и прочее.



Рисунок 1.4 – Дизель-генераторная установка типа У18-2ГС-КВ вагона-электростанции восстановительного поезда в г. Туапсе

Для обеспечения бесперебойной работы ДГУ предусмотрена автоматическая система защиты от перегрева масла, воды, падения давления в смазочной системе. Управление и контроль работы дизель-генератора (рисунок 1.5) осуществляет машинист вагона-электростанции с помощью пульта управления. Также в машинном отделении расположены аккумуляторные батареи, предназначенные для питания стартеров, свечей накала зажигания дизелей, систем автоматики, контроля и освещения. Зарядка аккумуляторных батарей может происходить за счет ДГУ или, когда дизель-генератор не используется, от подвагонного генератора с приводом от колесной пары [2, 3].



*а*



*б*

Рисунок 1.5 – Система управления дизель-генератором У18-2ГС-КВ:

*а* – общий вид; *б* – в составе ДГУ

На рисунке 1.6 приведены силовые щиты вагона-электростанции в г. Армавир, которые изолированы в служебном помещении перегородками в виде металлической сетки. Такие устройства также имеют систему автоматики и контроля.



Рисунок 1.6 – Система управления дизель-генератором на станции Армавир

В связи со спецификой функционального назначения восстановительных поездов вагоны-электростанции помимо питания поезда и дополнительного технологического оборудования оснащены мастерскими. Такие мастерские имеют различные настольные станки, верстаки, тиски и т. д. (рисунки 1.7, 1.8).



Рисунок 1.7 – Оборудование в служебных отсеках вагона-электростанции восстановительного поезда: стеллаж под оборудование; сверлильный станок



Рисунок 1.8 – Оборудование в служебных отсеках вагона-электростанции восстановительного поезда: тиски, заточной станок, инструментальные ящики

Столярный стол для вспомогательных работ при ликвидации аварий может находиться также в машинном отделении за аналогичными перегородками (рисунок 1.9).



Рисунок 1.9 – Рабочее место в машинном отделении вагона-электростанции

Ликвидация последствий на местах крушения подвижного состава может занимать длительное время, поэтому для обеспечения нормальных условий жизнедеятельности в вагоне-электростанции предусмотрена кухня, которая имеет трехдневный запас пищи и прочие бытовые условия (рисунок 1.10). Для обеспечения горячей воды может быть предусмотрено котельное отделение, работающее на жидком топливе (рисунок 1.11).



Рисунок 1.10 – Кухня для персонала



*а*



*б*

Рисунок 1.11 – Котельное отделение вагона-электростанции  
восстановительного поезда на ст. Армавир:

*а* – котельная; *б* – общий вид котла

Отделение отдыха внутри вагона-электростанции, как правило, имеет схожую компоновку с купе поезда, в нем может быть от двух до четырех спальных мест, а также другие бытовые условия, например шкаф, стол, стул.

Кузов вагона блочной конструкции представляет собой цельнометаллическую систему и имеет длину 17 000 мм (рисунок 1.12). Сборка

кузова происходит из панелей: крыша, блок «рама-пол», четыре блока боковых стен, две двери, две лобовые стены и перегородки. Толщина изоляции: пола – 133 мм, крыши – 110 мм, у стен покрытие отсутствует. Данная изоляция входит в несущую систему вагона, так как воспринимает все нагрузки вместе с металлической обшивкой кузова. Наружная металлическая обшивка выполняется из низколегированной стали 10ХНДП толщиной 2 мм с расстоянием между гофрами 250 мм, а внутренняя – из алюминиевого сплава АМгбМ толщиной 2 мм с накладными гофрами [2].



Рисунок 1.12 – Цельнометаллический кузов вагона-электростанции

Металлоконструкция вагона подкреплена системой поперечных элементов рамы, стоек стен и дугами крыши, которые после сварки образуют шпангоуты.

В качестве этапа дальнейшего развития вагонов-электростанций предлагается комплексный подход к улучшению условий труда машинистов объекта исследования путем применения звукопоглощающих и звукоизолирующих материалов элементов кузова, образующих единое целое с внешней и внутренней обшивками [2], а также инженерное решение по снижению воздействия общей вибрации на рабочем месте машиниста вагона-электростанции [4].

## 1.2 Процессы шумообразования подвижного состава

### 1.2.1 Причины возникновения внешнего шума от объектов железнодорожной отрасли

Железнодорожная отрасль народного хозяйства, являясь неотъемлемой частью транспортной системы, оказывает воздействие различного характера на окружающую среду, одним из факторов является шум. Число источников шума на железнодорожном транспорте значительно превосходит другие транспортные шумы. В настоящее время существует большое количество исследований воздействия шума и вибрации подвижного состава [5], которые касаются ряда объектов, представленных на схеме (рисунок 1.13).

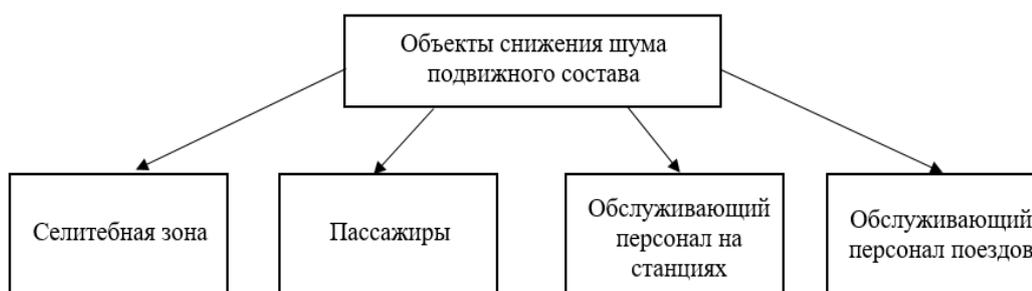


Рисунок 1.13 – Существующие объекты снижения шума подвижного состава

Как правило, шум, воздействующий на прилегающие селитебные территории и автомагистрали, возникает в результате следующих процессов [5]:

- движение локомотива и, как следствие, взаимодействие колеса с рельсом;
- звуковые сигналы железнодорожной техники;
- аэродинамическая составляющая шума при скоростных режимах железнодорожного транспорта более 200 км/ч;
- технологические процессы, сопровождающие работу автомотрис, дрезин, восстановительных поездов и другого вспомогательного оборудования, например железнодорожных кранов.

Источники формирования повышенного шума, который распространяется в окружающую среду, широко изучены [5–21], и их можно классифицировать (рисунок 1.14) по количественному вкладу уровней звука дБА.

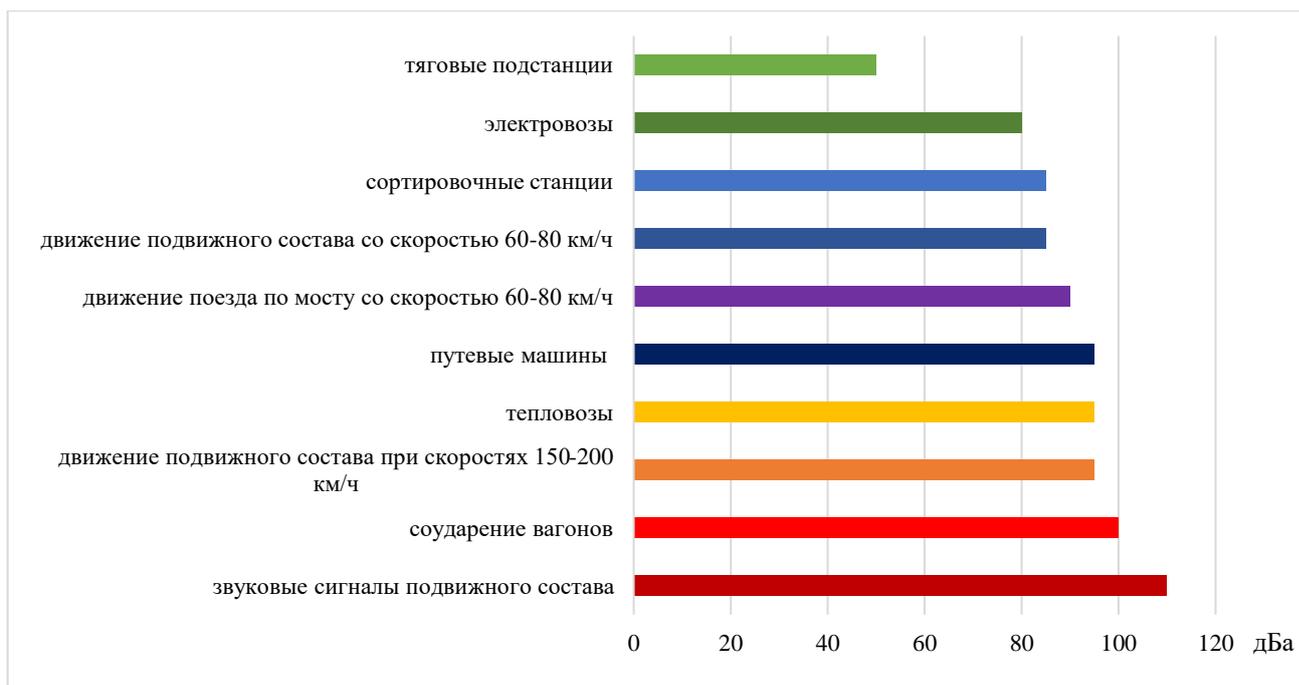


Рисунок 1.14 – Основные источники шума железнодорожного транспорта

Следует отметить, что источники шума подвижного состава также возможно разделить в зависимости от режима работы – эксплуатационного или стационарного. Например, при движении тепловоза или электровоза уровни звука, превышающие предельно допустимые нормы, возникают по причине работы компрессорных установок, систем охлаждения дизельных двигателей, систем впуска-выпуска двигателя и так далее. В работах [12, 14–16] наиболее подробно рассмотрены причины возникновения шума, которые возможно объединить в таблицу (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Основные источники шума поездов

Условия возникновения	Шум качения	Шум двигателей	Шум торможения	Скрежет	Удары в сцепке	Аэродинамический шум
Постоянная скорость	+	+	-	-	-	+
Торможение	+	+	+	+	+	-
Ускорение	+	+	-	-	+	+
Вхождение в кривую	+	+	+	+	+	+
Стоянка	-	+	-	-	-	-

При движении поезда определенная составляющая принадлежит шуму от контакта колеса и рельса, так как может возникать скрежет, при торможении возникает характерный звук тормозных колодок плюс аэродинамический шум от движения высокоскоростного транспорта. Отдельное место занимает изучение вопроса шума качения, возникающего вследствие контакта колеса с рельсом при движении поезда. Данное явление подробно описано в работах Т. Климпела, К. Кносэ, М. Хечта, М. Виймерса и других [12, 14–18]. Расчет вибраций и шума системы «колесо – рельс» подвижного состава во многом зависит от задания силового воздействия, которое определяется как произведение напряжения на площадь поверхности контакта. Шум качения возникает при контакте колеса с рельсом и зависит от скорости движения и состояния взаимодействующих поверхностей. Причиной этого шума являются удары колеса о микронеровности рельса. Взаимосвязь факторов, приводящих к образованию шума при качении колес, показана на рисунке 1.15. Величина этого шума связана в первую очередь (при постоянной скорости) с величиной микронеровностей [22].

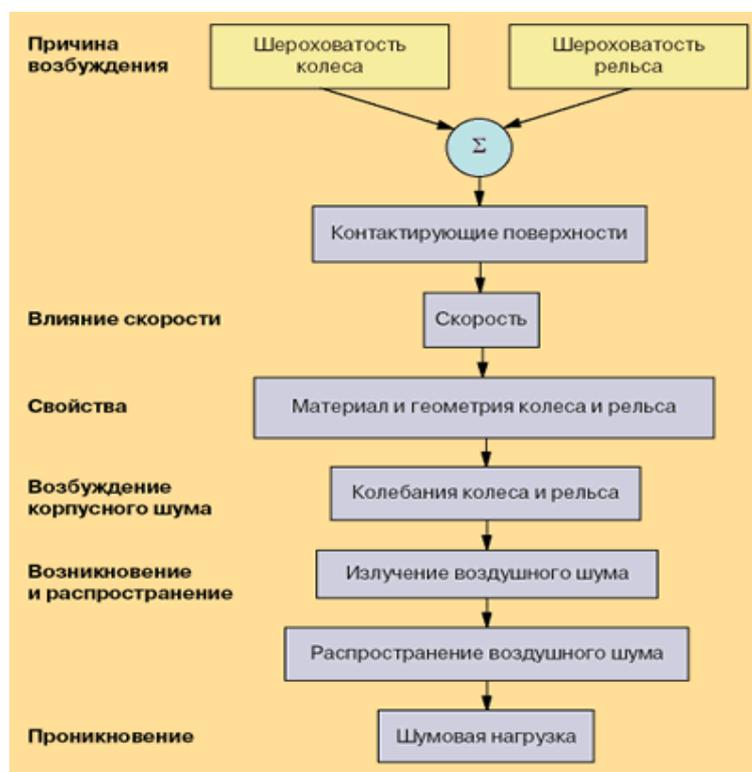


Рисунок 1.15 – Взаимосвязь факторов образования шума качения колес

Удары металлических поверхностей вызывают вибрацию колесных дисков и рельсов, что ведет к излучению звука, а также контактные напряжения во взаимодействующей паре «колесо – рельс» [23]. Расчетная схема колеса 1 и рельса 2 (рисунок 1.16) для неизношенных рельсов и без учета конечности бандажей колес выглядит как соприкосновение двух упругих цилиндров, оси которых взаимно перпендикулярны, первоначальный контакт, при отсутствии сжимающей цилиндры силы, будет точечным.

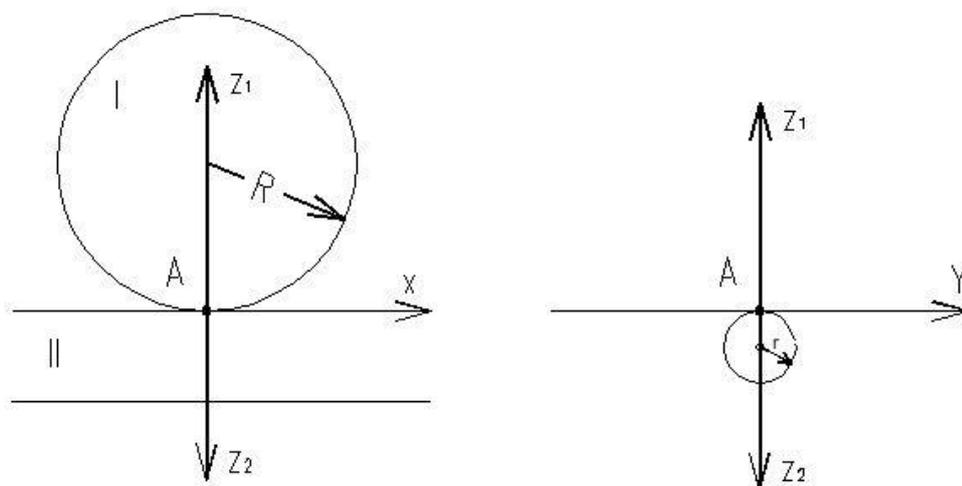


Рисунок 1.16 – Расчетная схема двух упругих цилиндров

По данным анализа работ [24–40] выявлено, что основные мероприятия по снижению шума заключались в теоретическом обосновании и экспериментальных исследованиях процессов виброакустической динамики и касались практических рекомендаций по снижению интенсивности шумообразования подвижного состава во внешнюю среду.

### ***1.2.2 Причины возникновения внутреннего шума на рабочих местах машинистов железнодорожного подвижного состава***

Большое количество исследований, связанных со снижением шума путевой и дорожно-строительной техники, проведено научной школой д. т. н., проф. Н. И. Иванова и подробно описано в литературных источниках [41–52, 22]. Процессы шумообразования на рабочих местах операторов путевых машин зависят от типа

машины и ее марки, ее функционального назначения, эксплуатационных показателей, количества источников шума, которые воздействуют одновременно, а также от расположения рабочего места оператора относительно источников шума. На рисунке 1.17 приведена гистограмма, иллюстрирующая уровни звука в кабинах управления различных путевых машин [53].

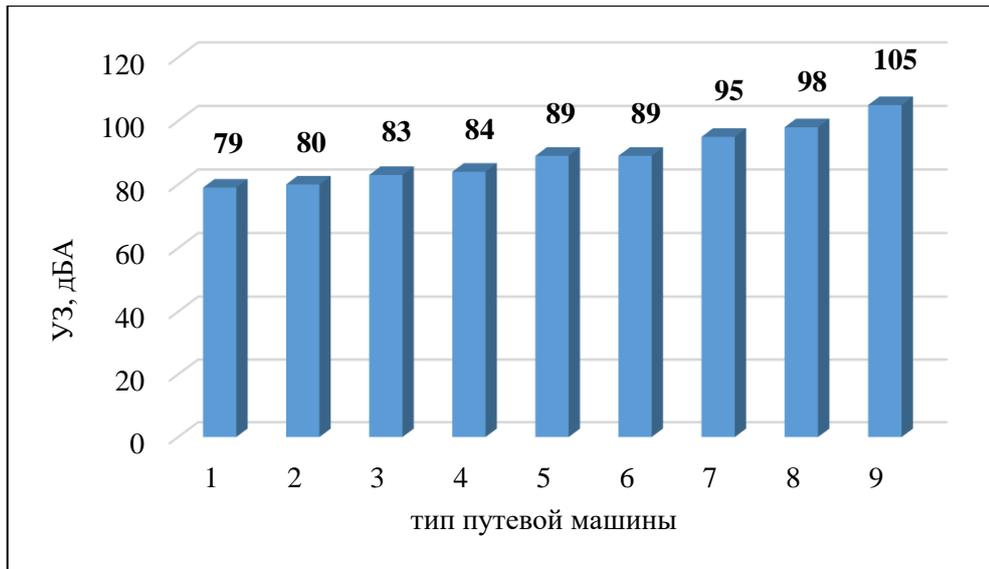


Рисунок 1.17 – Уровни звука в кабинах управления путевых машин:

1 – снегоуборочных; 2 – щебнеочистительных; 3 – кранов на железнодорожном ходу; 4 – путерихтовочных; 5 – транспортных; 6 – укладочных; 7 – подбивочных; 8 – для работ по электрификации железных дорог; 9 – шпалоподбивочных

Неблагоприятный акустический фон в кабинах управления обусловлен соударением деталей и основных узлов, а также работой механизмов, таких как шпалоподбойки, щебнеочистительные устройства, виброплиты и другие. Повышение уровней звука тесно связано с частотой вращения рабочих органов машин. При увеличении амплитуд пропорционально увеличивается и шум (на 3–4 дБ). Как правило, шум носит высокочастотный характер, что объяснимо ударными действиями при работе вибрационных рабочих органов.

На примере шпалоподбивочных блоков можно охарактеризовать возникающий шум как следствие соударения деталей подшипниковых узлов (тел качения, сепараторов, колец при вращении) валов. Колебания в данном случае

возбуждаются интенсивной вибрацией, а силы инерции и центробежная сила превышают в несколько раз массу самих вращающихся деталей. Методы расчета шума и вибрации для таких узлов подробно рассмотрены в работах [54–60] и не приводятся в данном разделе.

Отдельно следует коснуться результатов работ В. А. Гергерта [61–66]. Данные исследования связаны с изучением шума в кабинах путевых дрезин. Главными источниками шума на рабочем месте оператора автор принимает электропреобразователь, который излучает звук непосредственно внутрь кабины, а также рельс и двигатель внутреннего сгорания, которые являются внешними источниками шума, вносящими долевой вклад в формирование акустического фона на рабочем месте оператора. Однако, поскольку шум в кабине путевой дрезины возникает лишь при её движении, а также учитывая большую площадь остекления и компоновку дрезины, следует отметить невозможность применения результатов данных исследований по снижению шума к вагонам-электростанциям восстановительных поездов.

В работах Ю. В. Пронникова [67–73] рассмотрены вопросы расчетов уровня шума в кабинах машинистов локомотивов и поисков способов его снижения. Объект исследования представлен как тонкостенная конструкция с большой площадью остекления, которая подвержена одновременному воздействию шума и вибрации от динамической системы «колесо – рельс». При возникновении воздушного шума происходит передача структурной доли шума на несущую конструкцию и элементы остекления кабины локомотива. Следует отметить взаимосвязь усугубления неблагоприятной акустической обстановки на рабочих местах машинистов с увеличением скорости движения. Автором установлено, что основная доля звуковой энергии проникает через переднее лобовое стекло, и на этом основании приведено теоретическое описание процесса шумообразования в кабине машиниста.

В работах С. Ф. Подуста [74–81] большое внимание уделено процессам шумообразования от различного типа железнодорожного подвижного состава (грузовые поезда, электропоезда, пассажирские поезда, в том числе

высокоскоростные поезда). Его исследования позволяют производить оценку долевого вклада основных внешних источников шума подвижного состава на формирование акустического фона на рабочих местах машинистов локомотивов, т. е. внутри электровозов. Система «колесо – рельс» рассмотрена с точки зрения способов укладки: на деревянные или железобетонные шпалы, балластный слой и т. д. Получены зависимости, позволяющие произвести расчет уровней звукового давления, создаваемого внешними источниками шума во внутренних помещениях электровозов [82]:

а) рельсы, дБ:

$$L = L_{P_2} + 10 \lg S_i - 20 \lg r_2 - 10 \lg \frac{\sum S_i}{\sum S_i \cdot 10^{-0,1(3И_i + K_i)}} + 10 \lg \frac{\sum S_i(1 - \bar{\alpha})}{\sum \alpha_i S_i} + 10 \lg(1 - \alpha^*) - 3, \text{ дБ}, \quad (1.1)$$

б) колесные пары и шпалы, дБ:

$$L = L_{P_3} + 10 \lg S_i - 20 \lg r_3 - 10 \lg \frac{\sum S_i}{\sum S_i \cdot 10^{-0,1(3И_i + K_i)}} + 10 \lg \frac{\sum S_i(1 - \bar{\alpha})}{\sum \alpha_i S_i} + 10 \lg(1 - \alpha^*) + 10 \lg K_{\text{кп}} - 8, \text{ дБ}, \quad (1.2)$$

где  $L_{P_i}$  – уровни звукового давления, излучаемого соответствующим источником, дБ;  $r_i$  – расстояния от соответствующих источников до расчетной точки, м;  $S_i$  – площади соответствующих элементов ограждения, м<sup>2</sup>;  $\bar{\alpha}$  – средний коэффициент звукопоглощения соответствующего помещения;  $\alpha_i$  – коэффициент звукопоглощения соответствующего элемента кузова;  $\alpha^*$  – коэффициент звукопоглощения балластного слоя пути;  $3И_i$  – звукоизоляция соответствующего элемента кузова, дБ;  $K_i$  – добавка к звукоизоляции соответствующего элемента ограждения:  $K = 0$ , если источник расположен напротив расчетной точки;  $K = 5$  дБ – для элементов, расположенных под углом 90° относительно источника;  $K = 8$  дБ – для поверхностей, расположенных под углом 180° к источнику шума [54];  $K_{\text{кп}}$  – количество колесных пар, шпал.

В работах И. А. Яицкова [83–94] приведены исследования процессов шумообразования в мотовозах и тепловозах. Двигатель внутреннего сгорания,

рассмотренный как источник шума для мотовозов, представлен внешним источником. На рисунке 1.18 представлена схема, показывающая формирование воздушной составляющей шума внутри кабины мотовоза.

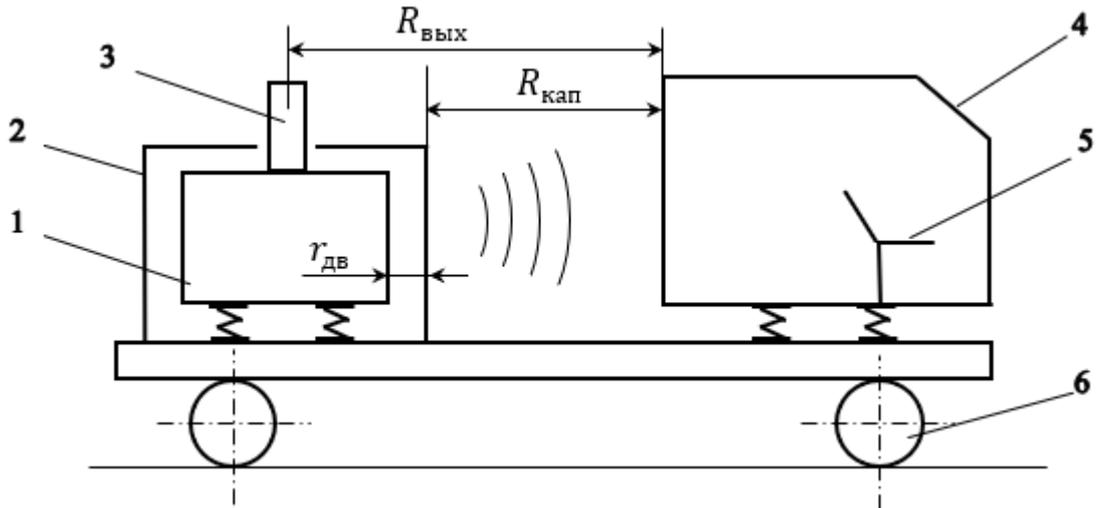


Рисунок 1.18 – Расчетная схема формирования спектров шума воздушной составляющей в кабине мотовоза:

- 1 – корпус двигателя внутреннего сгорания; 2 – капот двигателя внутреннего сгорания; 3 – выхлоп (выпуск); 4 – кабина;  
5 – рабочее место; 6 – колесные пары

Применительно к тепловозам двигатель внутреннего сгорания, учитывая компоновку, является внутренним источником шума. Кроме указанного, к таковым можно отнести следующие источники шума: высоковольтный блок (камера), вентилятор охлаждения холодильника, компрессор, генератор и др., которые также располагаются внутри конструкции кузова тепловоза. На рисунке 1.19 приведены схемы компоновки кузова тепловоза [92, 94, 95].

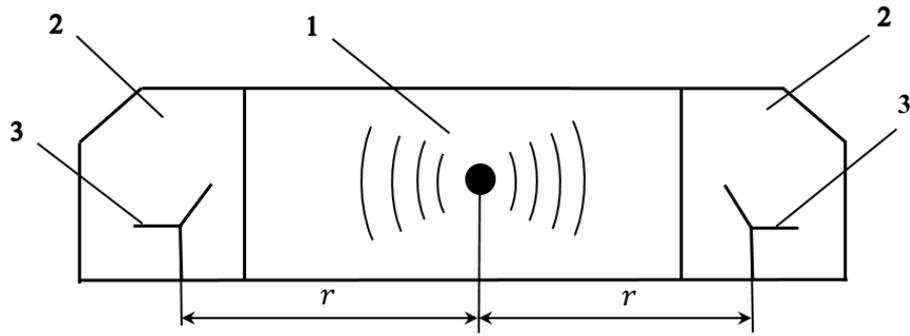
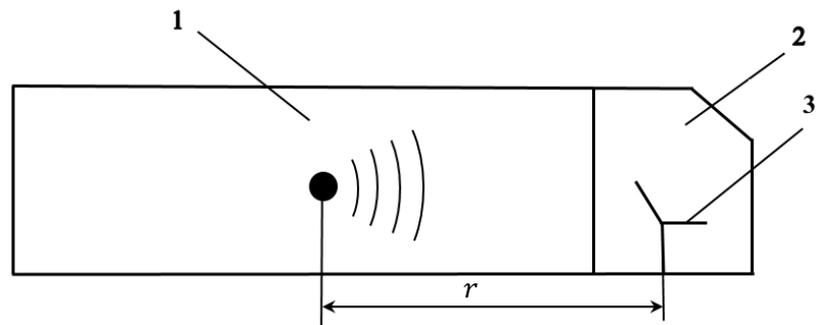
*a**б*

Рисунок 1.19 – Схема компоновки кузова вагонного типа магистральных односекционного пассажирского (*a*) и двухсекционного грузового (*б*) тепловозов:

1 – машинное отделение; 2 – кабина машиниста; 3 – рабочее место машиниста

На основе различных компоновок кузовов тепловозов, учитывающих остекление, формирование звукового поля и его прохождение через конструктивные элементы кабины и капота двигателей, наличие составляющей структурного шума, автором получены аналитические зависимости, позволяющие рассчитать уровни шума в кабине машиниста для сравнения их с санитарными нормами. Следует отметить, что различие компоновки кузова тепловоза, наличие остекления, различия в мощности и количестве двигателей, а также другие эксплуатационные особенности не позволяют применить данные исследования к вагонам-электростанция восстановительных поездов.

## 1.3 Снижение внутреннего шума подвижного состава

### 1.3.1 Акустические экраны

Одним из средств защиты от воздействия повышенного шума служат акустические экраны, которые являются достаточно технологичными, эффективными, а также конструктивно выполнимыми и экономичными решениями. Акустические экраны могут иметь различный размер и форму (П- или Г-образные) и выполняются из различных материалов: твердых (сталь, алюминий, фанера, оргстекло) или мягких (резина, брезент, пленки). Классификация акустических экранов (АЭ) достаточно широка, к ним относятся транспортные, технологические, офисные, передвижные, дополнительные (рисунок 1.20) [22].

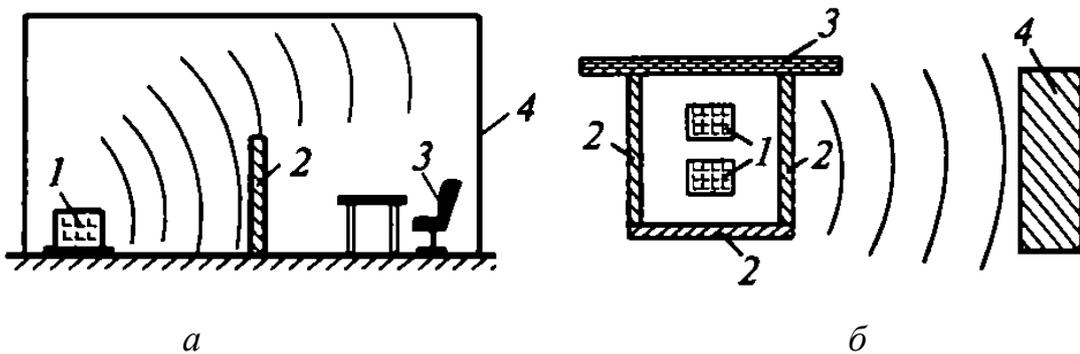


Рисунок 1.20 – Акустические экраны:

- а* – офисный АЭ: 1 – источник шума; 2 – АЭ; 3 – рабочее место; 4 – помещение;  
*б* – технологический АЭ: 1 – источник шума; 2 – АЭ; 3 – стена; 4 – здание

Эффективность снижения шума акустическими экранами основана на физическом процессе дифракции звука, которая образуется на одном из свободных ребер экрана, т. е. возникает звуковая тень, за которой звук меньше. В основу этого положено множество методик расчета акустических экранов, которые предложены З. Маекавой, М. М. Самойловым, Н. И. Ивановым, Н. В. Тюриной, Д. А. Куклиным, С. Редферном [96–98, 43, 52, 99–119]. Рассмотрим некоторые акустические экраны, предложенные в настоящее время на основе данных методик расчета. Например,

В. А. Крутовой предложена звукопоглощающая конструкция П-образной формы (рисунок 1.21), устанавливаемая над редукторами мостовых кранов [120–127].

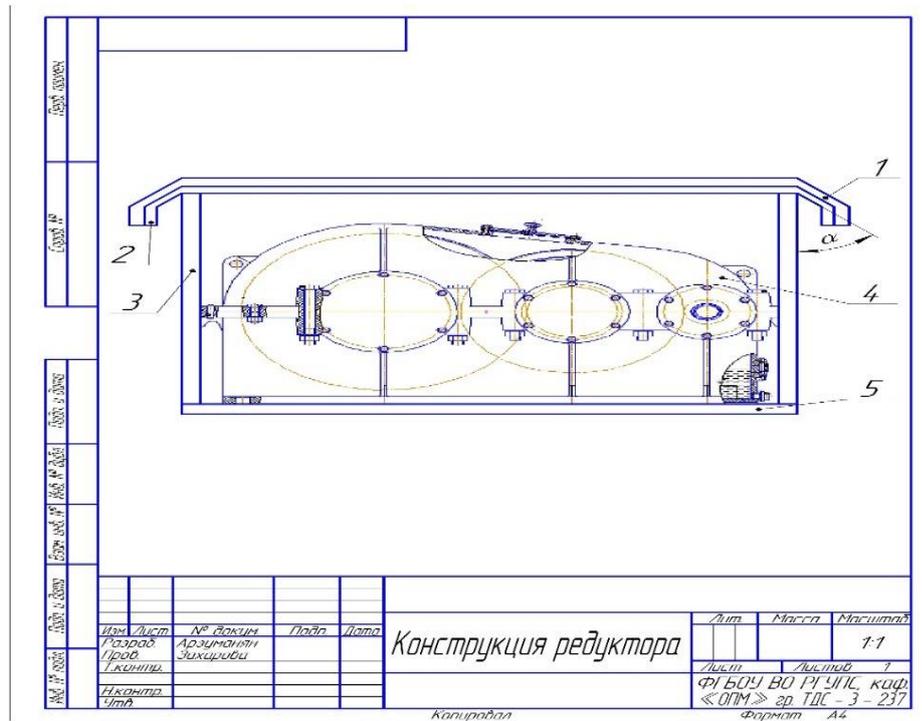


Рисунок 1.21 – Конструкция звукопоглощения:

- 1 – стальная основа; 2 – звукопоглощающий материал; 3 – стойки;  
4 – редуктор; 5 – несущая рама

Данную конструкцию автор предлагает изготавливать из базальтовых матов и устанавливать на несущей раме мостового крана над редукторами механизма подъема, при этом размеры конструкции в 1,2...1,3 раза больше, чем сам редуктор.

Дизель-генераторные установки превосходят габаритными размерами и количеством редукторы мостового крана, расположенные на раме. Учитывая, что пространство производственного помещения, в которое приводимые в действие пультом редукторы излучают звуковую энергию, превосходит площадь вагона-электростанции, данный способ технически неприменим для исследуемого объекта.

А. Е. Шашуриным [128–139] на примере строительно-дорожной машины применена идея разделения структурного и воздушного шума, реализуемая путем исключения воздушной составляющей шума в кабине оператора. На рисунке 1.22

представлена схема шумозащитной конструкции, выполняемой в виде акустического экрана сложной формы.

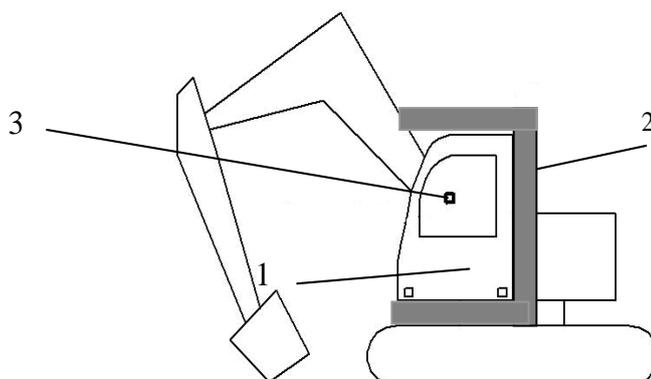


Рисунок 1.22 – Схема экскаватора с установленной на кабину шумозащитой:

1 – кабина; 2 – опытное шумозащитное устройство;

3 – место установки микрофона

Акустический экран предлагается устанавливать между кабиной и капотом для предотвращения излучения звука от источника в кабину (рисунок 1.23).



*а*



*б*

Рисунок 1.23 – Вид установленной на экскаваторе шумозащиты кабины:

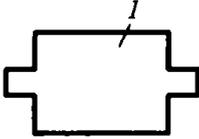
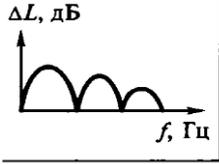
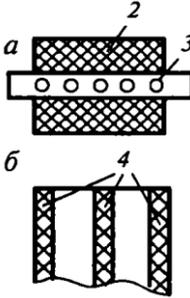
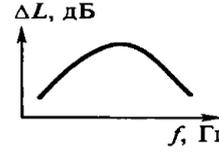
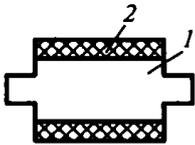
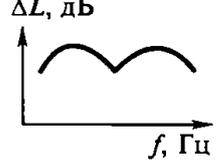
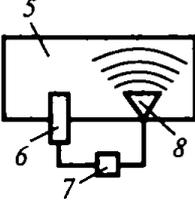
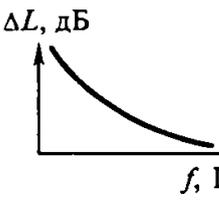
*а* – спереди; *б* – сзади

Следует отметить, что для вагона-электростанции данный способ также неприменим, так как источник звука находится внутри вагона, а не снаружи, и габаритные размеры вагона не позволяют разместить такую конструкцию.

### 1.3.2 Глушители шума двигателей внутреннего сгорания

Одним из эффективных способов снижения шума двигателей внутреннего сгорания, компрессорных станций и других энергетических установок являются глушители. Шум, возникающий при заборе и выбросе воздуха и отработанных газов, имеет высокоинтенсивный характер. Процессы возникновения повышенного шума основаны на том, что звук передается через трубопроводы или путем образования аэродинамического шума при выходе, например, отработанного газа [22]. В таблице 1.3 приведены наиболее распространенные типы глушителей, существующие в настоящее время [22].

Таблица 1.3 – Распространенные типы глушителей шума

Принципы снижения шума	Тип глушителя	Схема	Обозначения на схеме	Характерный спектр эффективности
Отражение звука	Реактивный		1 – расширяющаяся камера (фильтр)	
Поглощение звука	Абсорбционный: а – трубчатый; б – пластинчатый		2 – звукопоглощающий материал (ЗПМ); 3 – отверстия в трубе; 4 – пластина из ЗПМ	
Поглощение и отражение звука	Комбинированный		см. выше	
Интерференция звука	Активный		5 – канал; 6 – микрофон; 7 – система преобразования звука; 8 – динамик	

## Продолжение таблицы 1.3

Отражение звука на резонансных частотах	Реактивный		<p>9 – воздуховод; 10 – резонатор; 11 – горло резонатора</p>	
---	------------	--	--	--

Глушители прежде всего должны пропускать потоки проходящего воздуха и отработанных газов, при этом снижать шум таким образом, чтобы не возникало сопротивления рабочей среды. Поэтому к глушителям предъявляются следующие обязательные требования:

- снижение интенсивности шума;
- гидравлическое сопротивление или противодействие в конструкции глушителя [1].

А. В. Васильев, Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин [140] в своей работе рассматривают модернизированный (комбинированный) глушитель шума, представленный на рисунке 1.24.

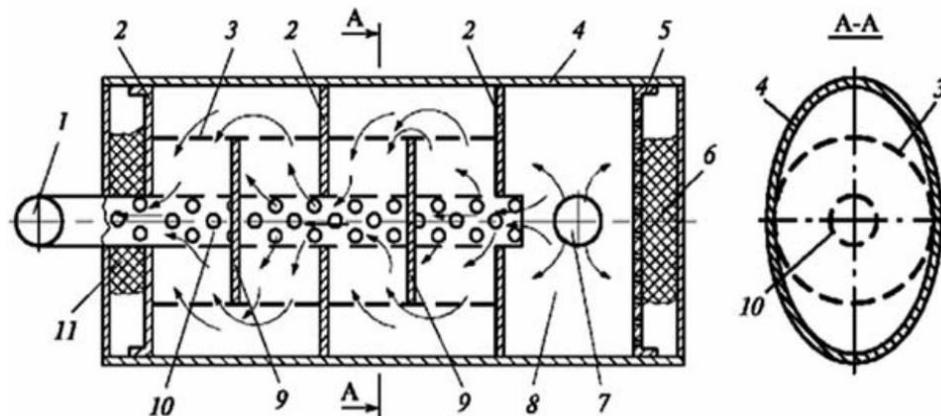


Рисунок 1.24 – Модернизированный (комбинированный) глушитель шума:  
 1 – выходной патрубок; 2 – эллиптическая перегородка; 3 – цилиндрический стакан; 4 – корпус глушителя; 5 – перфорированная перегородка;  
 6 – вибропоглощающий материал; 7 – входной патрубок; 8 – входная трубка;  
 9 – перегородка; 10 – центральная перфорированная трубка;  
 11 – звукопоглощающий материал

Данная модель глушителя характерна тем, что имеет в своей конструкции элементы, которые дают дополнительный акустический эффект за счет поворота потока газа, проходящего через глушитель, и от перетекания потока газа через перфорированные элементы, а также содержит звуко- и вибропоглощающие материалы на пути газового потока.

На рисунке 1.25 представлен запатентованный глушитель шума выпуска для двигателя внутреннего сгорания (патент RU202977U1) [141].

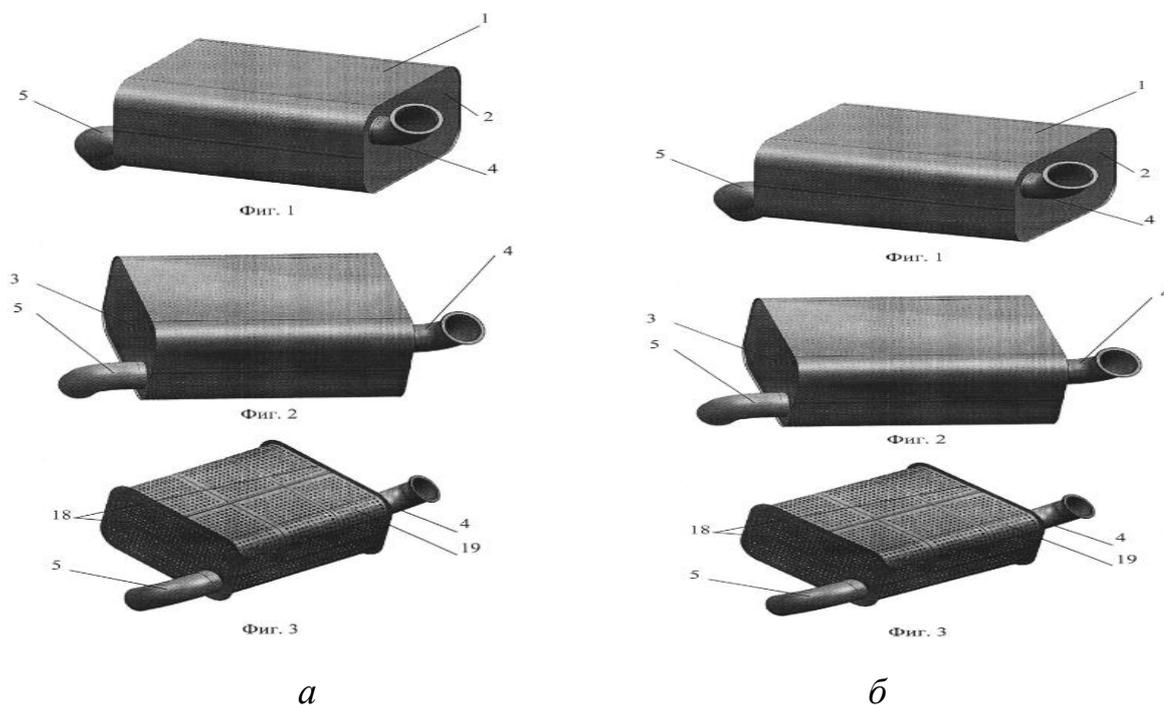


Рисунок 1.25 – Общий вид глушителя шума для двигателя внутреннего сгорания:

1 – корпус; 2 – закрытая передняя крышка; 3 – задняя крышка с двойными стенками; 4 – перфорированный впускной патрубок; 5 – выпускной патрубок

Глушитель шума выпуска для двигателя внутреннего сгорания состоит из корпуса с двойными стенками, внутренние стенки корпуса перфорированы, закрытого передней и задней торцевыми крышками с двойными стенками, а пространство между двойными стенками заполнено термошумоизоляционным материалом. Также в конструкцию глушителя входят перфорированный впускной патрубок и выпускной патрубок, перфорированные перегородки, делящие корпус

на камеры [141]. Тип данного глушителя подходит под стандартное технологическое оборудование и малоэффективен при большой мощности дизель-генераторной установки вагона-электростанции восстановительного поезда. Также известны конструкции глушителей шума, описанные в патентах [142–144]. Существенным недостатком конструкции данных глушителей является снижение их акустической эффективности при увеличении мощности двигателя внутреннего сгорания. Следует отметить, что согласно требованиям производителя, изложенным в руководстве по эксплуатации, конструктивное вмешательство в дизель-генераторную установку недопустимо.

### *1.3.3 Звукоизолирующие и звукопоглощающие капоты и кожухи*

Корпусные детали вносят основную долю акустической мощности в общий фон на рабочих местах. Поэтому при проектировании ставится задача малошумного исполнения корпусных деталей. При модернизации уже существующего технологического оборудования широко используются различные виды звукоизолирующих капотов. Большое количество исследований в этой области было проведено Л. Ф. Дроздовой, А. В. Кудаевым, И. И. Клюкиным, Л. Н. Клячко, Е. Зоннтагом, Е. Эйхлером, М. Джангером и другими [98, 145–165].

Общий вывод, который можно сделать по итогам анализа данных работ, заключается в том, что капоты – это эффективные шумозащитные системы сложной конструкции. Однако их эффективность в снижении шума зависит от большого числа различных факторов, к которым относятся жесткость элементов конструкции, наличие щелей, отверстий, эффективный коэффициент потерь колебательной энергии, величина среднего значения звукоизоляции и звукопоглощения. Несмотря на большое количество факторов, которые необходимо учитывать при проектировании шумозащитных капотов и кожухов, применение данных конструкций как способа снижения шума широко распространено.

В работах А. В. Ющенко [166–171] рассмотрена акустическая безопасность во время процесса галтовки. Соблюдение предельно допустимых значений предлагается осуществлять путем облицовки корпуса галтовочного барабана и кожуха ременной передачи многослойными конструкциями из различных материалов, выбранных по коэффициенту потерь колебательной энергии, их плотности и толщины. Например, в качестве звукопоглощающих материалов автором предложено использовать губчатую резину 1002, технический войлок. Эффект снижения уровней звукового давления при этом достигает значений на 3...4 дБ меньших предельно допустимых величин. Это объяснимо с точки зрения увеличения диссипативных свойств корпуса барабана за счет рационального подбора вибропоглощающих материалов [171]. Следует отметить, что данный способ неприменим к вагонам-электростанциям восстановительных поездов, так как процесс шумообразования значительно различается у данных объектов исследования. Шумовой фон, создаваемый дизель-генераторными установками, имеет воздушную составляющую, тогда как для процесса галтовки характерна структурная доля шума.

Силовые установки, эксплуатируемые в мотовозах, создают неблагоприятные виброакустические характеристики во всем нормируемом диапазоне частот. Снижение интенсивности звуковой энергии, по данным работ И. А. Яицкова [4, 172, 173], предлагается выполнить за счет системы звукоизоляции и звукопоглощения капота ДВС, а также с помощью нанесения вибропоглощающего материала на внутреннюю поверхность стенок капота (рисунок 1.26), что таким образом позволит снизить воздушную долю шума.

Предложенные меры защиты позволяют снизить уровни шума до санитарных норм во всем нормируемом диапазоне частот. Следует отметить, что в вагонах электростанциях эксплуатируются дизель-генераторные установки У18-2ГС-КВ, а в мотовозах эксплуатируются двигатели внутреннего сгорания марки ЯМЗ-238Б-14. Компонировка вагона-электростанции и мотовоза, расположение рабочего места относительно источника шума, процессы распространения воздушного шума значительно различаются, что следует учитывать при разработке практических

рекомендаций по снижению шума в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда.

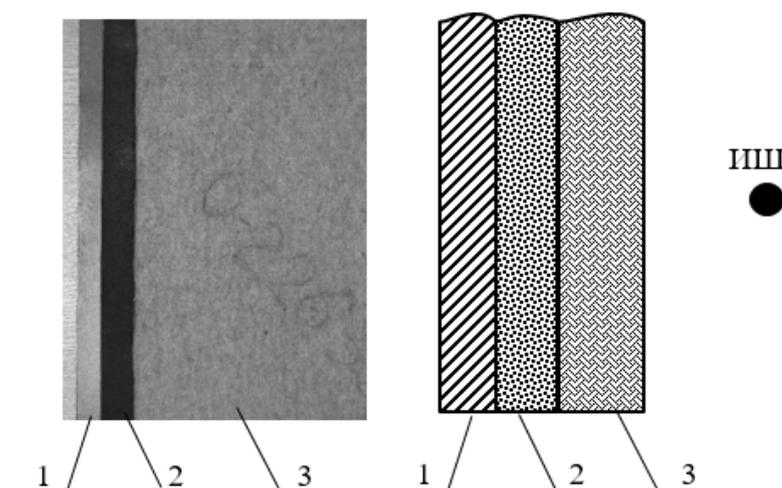


Рисунок 1.26 – Конструктивное исполнение стенки капота двигателя внутреннего сгорания мотовозов:

ИШ – источник шума (ДВС); 1 – стальной лист;

2 – вибропоглощающий материал; 3 – звукопоглощающий материал

Японская фирма Mitsubishi Motors Corporation имеет опыт разработки двухстенных капотов для двигателей внутреннего сгорания гидравлических экскаваторов. Пространство между стенками капота, которое облицовано звукопоглощающим материалом, служит также каналом для циркуляции воздуха [174, 175]. Капот предлагается изготавливать из мягкой стали толщиной до 3,5 мм, в местах, где наибольшая температура, в качестве звукопоглощающего материала укладывать стекловату, обмотанную в стеклоткань, а в остальных местах использовать пенополиуретан. Эффективность в снижении шума достигает значений 20 дБА, но следует учесть, что ДГУ в вагоне-электростанции оснащена также дополнительными пультами управления, что затруднит размещение такого капота в исследуемом объекте.

В работах С. А. Шамшуры [176–185] рассмотрена система, позволяющая снизить акустическое воздействие на участке виброупрочнения. На рисунке 1.27 представлена система шумозащиты.

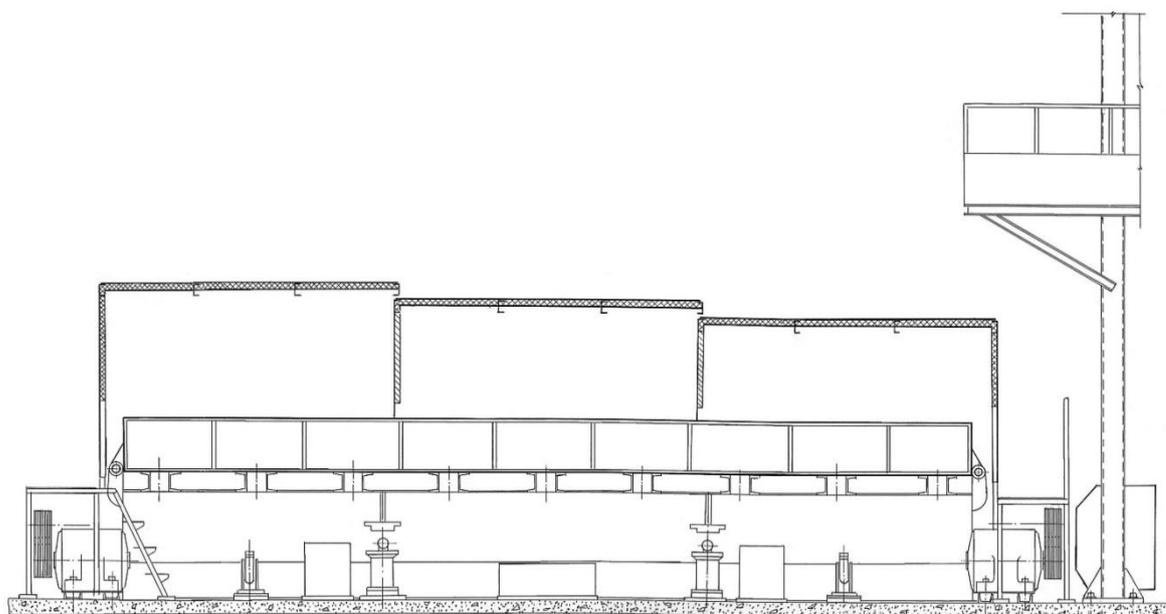


Рисунок 1.27 – Система шумозащиты вибростенда

Система представляет собой конструкцию из нескольких секций в форме арки, которые входят друг в друга [181, 184]. Следует также отметить, что такая шумозащитная конструкция не подходит для использования в вагонах-электростанциях восстановительного поезда в связи с небольшими объемами помещения и различиями в технологических процессах.

По данным работ Н. И. Иванова [53], капоты можно разделить по классификации, представленной на рисунке 1.28. Акустическая эффективность приведенных на данном рисунке капотов различна в разных частотных диапазонах. Например, капот типа IV обеспечивает снижение уровней звукового давления на 6...22 дБ в диапазоне частот 63...250 Гц (рисунок 1.29).

Но для отделения ДГУ в вагоне-электростанции данный тип капота неприменим, так как полностью закрыть дизель-генератор технически невозможно. Также следует отметить обязательную необходимость воздухо- и теплообмена для ДГУ, например, с помощью вентиляционных проемов или щелей.

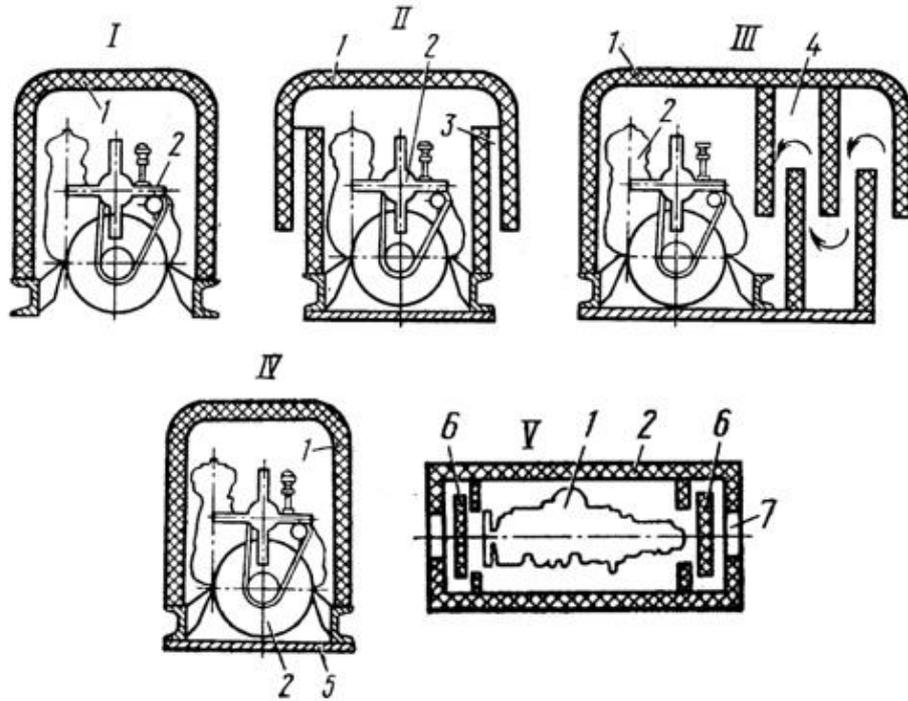


Рисунок 1.28 – Классификация звукоизолирующих капотов строительных и путевых машин [53]: I – открытый; II – полузакрытый; III – полузакрытый с глушителем; IV – полностью закрытый; V – полузакрытый с экраном; 1 – ограждающие конструкции; 2 – источник шума; 3 – щель, облицованная звукопоглощающим материалом; 4 – глушитель капота; 5 – поддон капота; 6 – акустический экран; 7 – проем в стене капота

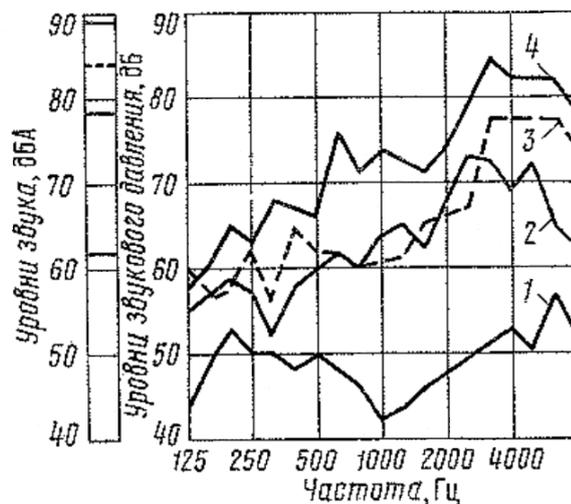


Рисунок 1.29 – Частотные характеристики уменьшения шума звукоизолирующими капотами различной конструкции со звукопоглощающей облицовкой и без нее [53]:

1 – тип IV с облицовкой; 2 – тип I с облицовкой; 3 – тип IV без облицовки;  
4 – тип I без облицовки

Анализ литературных источников показал, что использование звукоизолирующих капотов и кожухов для дизель-генераторных установок в вагонах-электростанциях восстановительных поездов в качестве варианта решения проблемы снижения воздушного шума в помещениях представляется нецелесообразным. Более рациональным и конструктивным является применение звукоизолирующих многослойных перегородок между помещениями вагона.

## **1.4 Процессы образования вибрации и снижение общей вибрации на рабочих местах машинистов**

### ***1.4.1 Процессы возникновения вибрации во внешнюю среду при движении подвижного состава***

В настоящее время в отечественной нормативной литературе отсутствуют утвержденные методики для расчета вибрации от транспортных машин, поэтому представляет интерес зарубежный и отечественный опыт. Ниже изложена обобщенная методика расчета затухания вибрации по зарубежным и отечественным данным [186].

Электровозы, тепловозы и краны на рельсовом ходу интенсивно эксплуатируются в промышленности, в особенности в тяжелом машиностроении. При их движении неизбежно возникают интенсивные вибрации, которые по грунту передаются как на рабочие места производственного персонала, так и на само технологическое оборудование. Задача снижения вибраций является актуальной, в особенности для высокоточного оборудования, так как воздействие вибраций повышенных уровней оказывает негативное влияние не только на самих работающих, но и на точность обработки деталей. Для расчета вибрации в системе «колесо – рельс – шпала» необходимо определить силовое воздействие. Эти данные приведены в работах [187, 188]. Изучению виброакустической динамики рельсов посвящены работы [189–195].

Вибрации, возбуждаемые движущимся подвижным составом, могут передаваться на значительные расстояния и превышать допустимые нормы даже

через 30...50 м от источника. Вибрация от транспортных машин имеет ярко выраженный низкочастотный характер (рисунок 1.30).

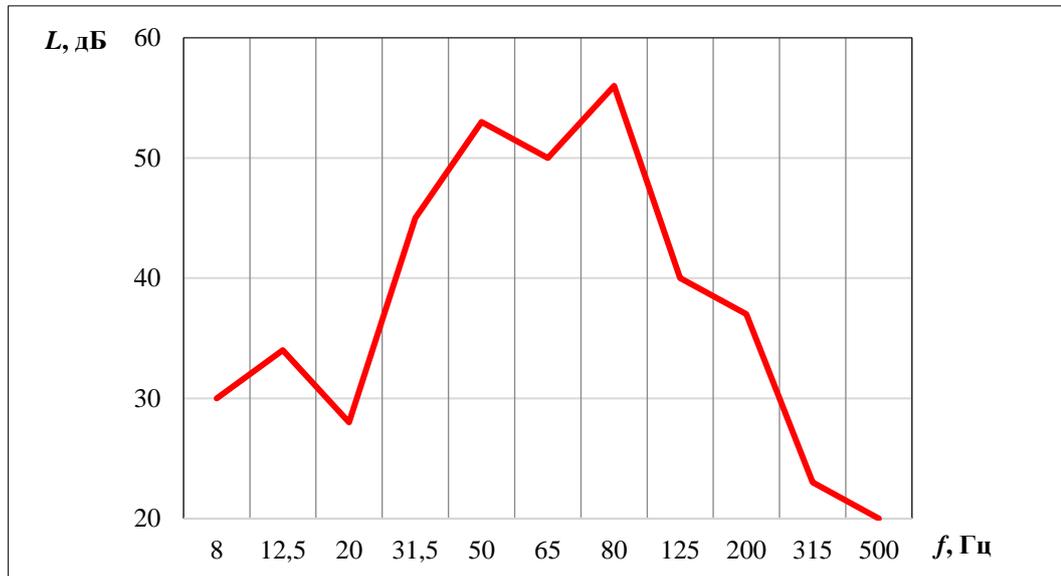


Рисунок 1.30 – Усредненный третьоктавный спектр вибрации от движения подвижного состава

Основные составляющие в спектре лежат в диапазоне частот 31,5...125 Гц, максимум в спектре находится на частоте 80 Гц.

Механизм возникновения низкочастотных вибраций следующий. При движении локомотива между колесом и рельсом возникают динамические силы, обусловленные наличием микронеровностей колес (рисунок 1.31). Вибрация, передаваемая от подошвы рельса в грунт, пропорциональна величине неровностей, механическому импедансу колеса, рельса и основания под рельсом.

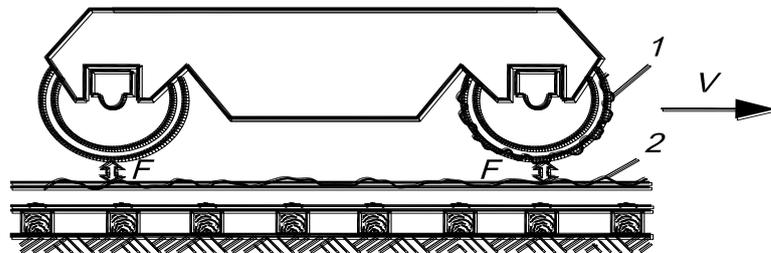


Рисунок 1.31– Взаимодействие подвижного состава и пути при движении [1]:

1 – неровности на поверхности катания колеса;

2 – волнообразный износ на поверхности катания рельса

Затухание вибрации в грунте обусловлено тремя основными механизмами:

- расширением фронта распространяющейся от источника вибрационной волны в пространстве;
- внутренними потерями в грунте;
- упругим волновым сопротивлением среды.

Потери на расширение фронта волны зависят от геометрических характеристик источника (линейный, точечный) и расстояния от источника до РТ. Внутренние потери в грунте вызывают затухание вибрации по мере увеличения расстояния до расчетной точки (таблица 1.4).

Таблица 1.4 – Распространение волн в типичных видах грунтов

Вид грунта	Скорость распространения продольной волны $c$ , м/с	Коэффициент потерь $\eta$	Плотность грунта $\rho$ , г/см <sup>3</sup>
Скальный грунт	3500	0,01	2,65
Песок	600	0,1	1,6
Глина	1500	0,2	1,7

Вибрация при переходе от грунта в фундамент и прохождении по фундаменту здания затухает. Затухание зависит от типа фундамента (свайный, ленточный и пр.) и приблизительно может быть оценено по данным, приведенным на рисунке 1.32.

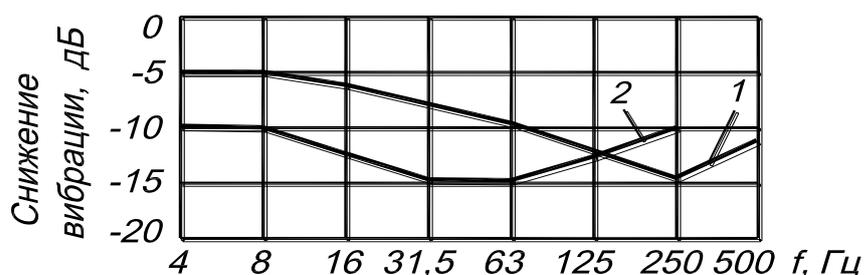


Рисунок 1.32 – Снижение вибрации фундаментом здания:

1 – свайным; 2 – ленточным

Полы, потолок и стены здания вибрируют значительно сильнее, чем фундамент, здесь типичным является увеличение вибрации на 5...10 дБ в диапазоне частот 16...80 Гц. Ослабление вибрации от этажа к этажу (снизу вверх) составляет приблизительно 1...3 дБ.

Уровни звукового давления в помещении, вызываемые вибрацией, определяются по формуле [196]:

$$L = L_B - 20 \lg \frac{f}{f_0} + 37, \quad (1.3)$$

где  $L_B$  – уровень вертикального среднего виброускорения пола;  $f$  – частота;  $f_0 = 1$  Гц.

Допустимые нормы вибрации и структурного шума, вызванных движением поездов, приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Допустимые значения вибрации в зданиях, обусловленные движением поездов

Здание	Допустимый скорректированный уровень виброускорения, дБ, относительно величины $g \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с
Больница	51
Жилое здание:	
ночью	54
днем	57
Административное здание	63
Промышленное предприятие	69

Следует отметить, что процессы возникновения вибрации происходят при контакте колеса с рельсом и во многом зависят от способа укладки рельса. Для практического расчета спектров шума, излучаемого шпалами, авторы определяют скорости колебаний на собственных частотах.

Размеры площадки контакта колеса с рельсом исчезающе малы в сравнении с активной длиной рельса как источника интенсивного звукового излучения.

Поэтому, используя данные работы [189] представлено уравнение изгибных колебаний следующим образом:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{j}{\rho b h} = \frac{P}{2 \rho b h} \delta(x - x_0), \quad (1.4)$$

где  $\delta(x - x_0)$  – дельта-функция, смещенная на координате.

Шум и вибрации при контакте колеса с рельсом зависят от скорости движения и состояния взаимодействующих поверхностей. Причиной этого шума являются удары колеса о микронеровности рельса. Также на процессы возникновения виброакустических характеристик влияет явление волнистости.

На основе исследований, проведенных авторами [196], определяется уровень виброскорости ( $L$ ) в соответствующей точке селитебной зоны как:

$$L = L_v - A = 201g \frac{v_k}{5 \cdot 10^{-3}} - 101g \left[ \frac{R}{r_0} + 4,34 \cdot 2\pi f_k \frac{\eta R}{c} + \frac{1}{4} \left( \frac{\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \right)^2 \right]. \quad (1.5)$$

Для разработки практических рекомендаций по выполнению санитарных норм вибрации в левую часть выражения (1.5) подставлены предельно допустимые октавные уровни виброскорости ( $L_c$ ) и получена зависимость требуемой величины скорости колебаний:

$$V_k^{\text{треб}} = 5 \cdot 10^{-8} \cdot 10^{0,05 L_c + 0,51g \left[ \frac{R}{r_0} + 4,34 \cdot 2\pi f_k \frac{\eta R}{c} + \frac{1}{4} \left( \frac{\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \right)^2 \right]}. \quad (1.6)$$

Полученные результаты позволяют существенно уточнить формирование акустических характеристик не только на рабочих местах локомотивных бригад, но и создаваемых при движении подвижного состава в селитебной зоне. Кроме этого, расчет вибрационного воздействия на здания и сооружения, находящиеся в непосредственной близости от железнодорожного полотна, в значительной степени определяется полученными данными по спектрам вибрации. Результаты исследований показали, что снижение вибраций шпал и, соответственно, уменьшение вибрационного воздействия на здания и сооружения фактически может быть достигнуто как увеличением диссипативной функции шпал, так и балластного слоя. Можно предположить, что оба эти способа следует реализовать

в комплексе путем обеспечения требуемых значений коэффициентов потерь колебательной энергии ( $\eta_1, \eta_2$ ) исходя из необходимой величины снижения уровней виброскорости.

#### ***1.4.2 Процессы возникновения и способы снижения воздействия общей вибрации на рабочих местах машинистов подвижного состава***

В кабинах управления различного подвижного состава, в том числе в кабинах путевых и дорожно-строительных машин, на рабочие места операторов (машинистов) воздействует общая вибрация, которая может формироваться в результате транспортного или технологического режима работы. Значения превышений общей вибрации могут достигать 23 дБ [53, 197–199], как, например, на выправочно-подбивочно-отделочных машинах (ВПО-3000), рисунок 1.33. Столь значительные превышения объяснимы тем фактом, что рабочие органы таких машин являются исполнительными механизмами вибрационного действия, т. е. для них характерны ударные нагрузки, взаимное соударение деталей и узлов и т. д. Сроки эксплуатации машины и в том числе режимы ее работы также вносят свой вклад в процессы возбуждения вибрации на рабочих местах операторов.



Рисунок 1.33 – Выправочно-подбивочно-отделочная машина (ВПО-3000)

На рабочих местах операторов шпалоподбивочных машин вибрационного действия, где рабочие органы данных машин также являются возбудителем повышенных уровней вибрации, установлено значение, превышающее санитарную

норму более чем в 10 раз. Следует отметить, что в данном случае свой вклад в шумовую составляющую вносит не только рабочий орган технологической машины, но и двигатель внутреннего сгорания. Но даже если рабочий орган отключен, а работает только один двигатель, общая вибрация превышает предельно допустимые значения в три раза.

Следует отметить, что двигатели внутреннего сгорания являются интенсивным источником вибрации для кабин кранов на железнодорожном ходу, мотовозах, тепловозах [4, 200].

По данным работ [200–208], на машиниста крана на железнодорожном ходу воздействует как общая, так и локальная вибрация. Данное явление обусловлено тем, что двигатель закреплен на раме крана и при транспортно-технологическом режиме вибрация передается по конструктивным элементам непосредственно в кабину – на пол, сиденье и рукоятку управления. Экспериментальные исследования, проведенные М. В. Балановой [200], показали, что на полу значения превышения общей вибрации лежат в диапазоне 5...15 дБ.

По данным работы И. А. Яицкова [4], значения вибраций на рабочих местах локомотивных бригад также превышают предельно допустимые значения (таблица 1.6).

Таблица 1.6 – Уровни вибраций на рабочих местах машинистов

Частота, Гц	2	4	8	16	31,5	63
<b>Норма, дБ</b>	<b>117</b>	<b>108</b>	<b>102</b>	<b>101</b>	<b>101</b>	<b>101</b>
ТЭП70БС, 2ТЭ25К	121–126	117–121	112–18	110–116	108–114	106–112
2ТЭ10М, 2ТЭ116У	115–122	112–118	108–115	104–111	102–109	100–108
ТЭМ7, ТЭМ7А	111–117	108–116	105–111	102–108	100–107	99–105
ТЭМ2, ТЭМ18, ЧМЭ3	110–114	103–108	103–108	100–106	97–104	95–103
<b>Превышение уровней вибраций, дБ</b>						
ТЭП70БС, 2ТЭ25К	до 9	до 13	до 16	до 15	до 13	до 11
2ТЭ10М, 2ТЭ116У	до 5	до 10	до 13	до 10	до 8	до 7
ТЭМ7, ТЭМ7А	–	до 8	до 9	до 7	до 6	до 4
ТЭМ2, ТЭМ18, ЧМЭ3	–	–	до 6	до 5	до 3	до 2

Для снижения воздействия общей вибрации на человека (оператора или машиниста) применяют виброизоляцию в источнике вибрации. Это могут быть виброзащитные сиденья, различные настилы и т. д. Тип и конструкция способов защиты зависят от конструктивных характеристик места установки виброзащиты, условий работы оператора, характера и интенсивности вибрации. На рисунке 1.34 представлен виброизолятор, применяемый для кабин и двигателей внутреннего сгорания, а также различных пультов управления, расположенных в кабинах путевых и дорожно-строительных машин [53].

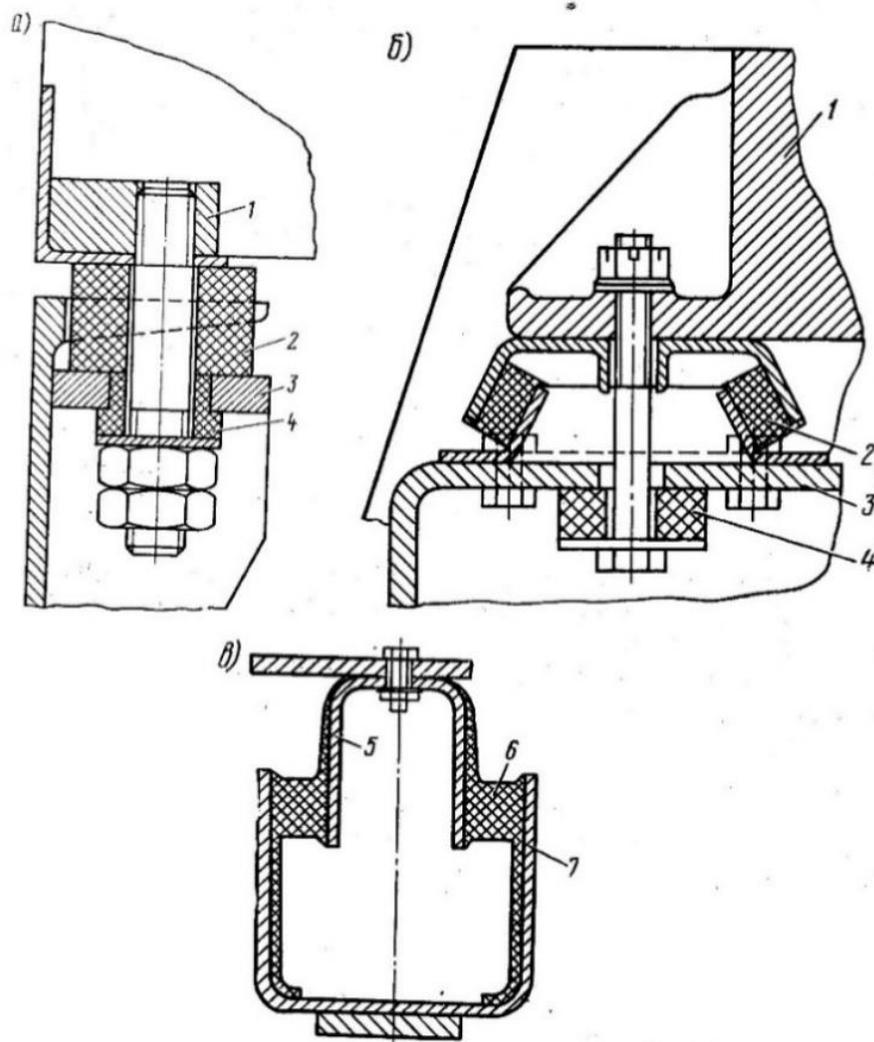


Рисунок 1.34 – Амортизаторы кабин (а, б) и пультов:

1 – кабина; 2 – амортизатор; 3 – рама; 4 – резиновая втулка; 5 – внутренняя скоба;  
 6 – резиновый элемент; 7 – внешняя скоба

К недостаткам данного способа защиты от вибрации следует отнести высокие частоты собственных колебаний системы, изменение упругих свойств в течение срока их эксплуатации, вследствие чего неизбежно снижение эффективности виброзащиты.

На рисунке 1.35 представлен пример резинометаллического виброизолятора силовой установки передвижной компрессорной станции. Данный виброизолятор выполнен из мягкой резины со свободно деформируемым упругим элементом. Эффективность защиты данным способом лежит в диапазоне частот 31,5...2 000 Гц [53].

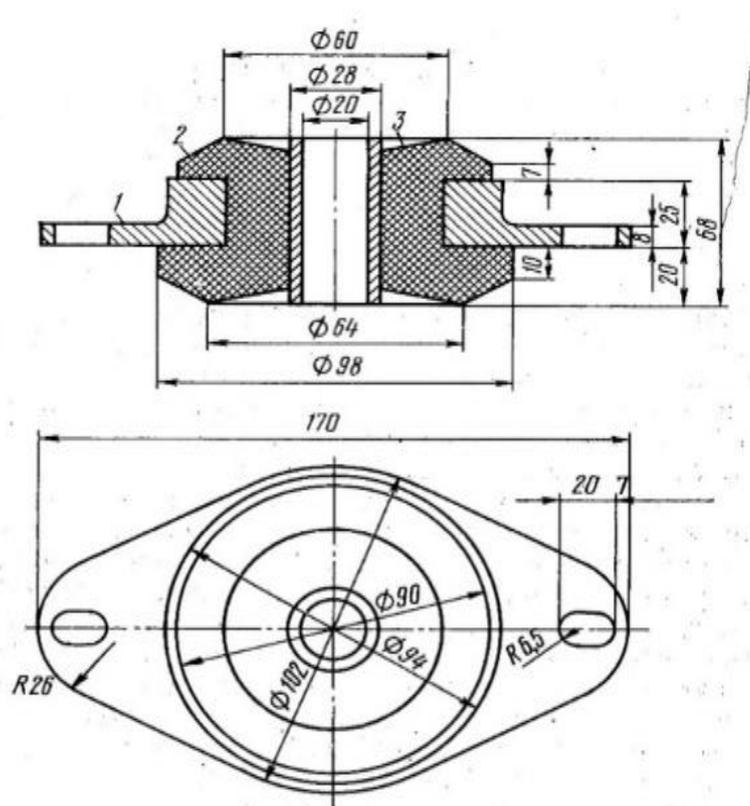


Рисунок 1.35 – Резинометаллический амортизатор силовой установки ПКС:

1 – опорная часть; 2 – резиновый элемент; 3 – металлическая втулка

На рисунке 1.36 представлен многослойный амортизатор [4], предназначенный для снижения вибромощности, поступающей от двигателя внутреннего сгорания на раму тепловоза. Конструкция амортизатора позволяет достичь суммарного коэффициента потерь в широкой полосе частот колебаний.

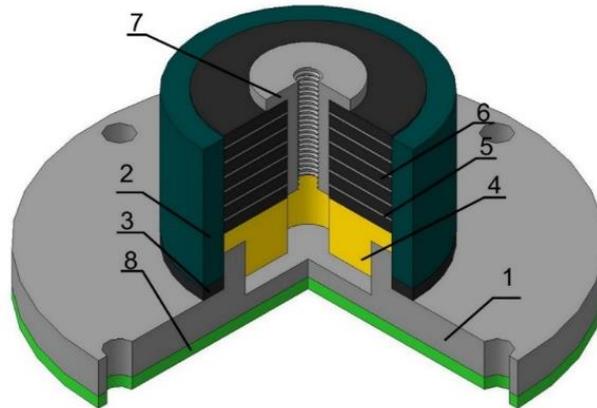


Рисунок 1.36 – Конструкция многослойного амортизатора:

- 1 – втулка из антифрикционного чугуна; 2 – стакан; 3 – кольцо из резины;  
 4 – фигурная втулка из маслянита или магнипласта; 5 – кольца из винилпласта;  
 6 – кольца из мягкой губчатой резины; 7 – втулка из стали;  
 8 – прокладка из СКЛ-25

Достоинством конструкции является способность выдерживать большой вес двигателя внутреннего сгорания и уменьшать уровень вибрации на раме тепловоза. Следует отметить, что для вагона-электростанции восстановительного поезда данный способ неприменим по причине различий в конструкции кузова тепловоза и вагона-электростанции, особенностей компоновки вагона и наличия гораздо большего количества дизель-генераторных установок, работающих не в транспортном режиме, как у тепловоза, а в технологическом при ликвидации последствий аварий на железнодорожном транспорте.

На рисунке 1.37 приведен виброзащитный демпфер, запатентованный под названием «Виброизолирующая система кабины машиниста путевой машины» (патент RU2639359C1) [209]. Представленное на рисунке устройство предлагается располагать между рамой и несущей плитой путевой машины. По данным описания патента, подобное устройство позволяет автоматически регулировать уровень виброизоляции. Но ремонт и затраты на обслуживание, а также ограниченность регулировки по сравнению с другими типами демпферов делают конструкцию достаточно сложной в эксплуатации.

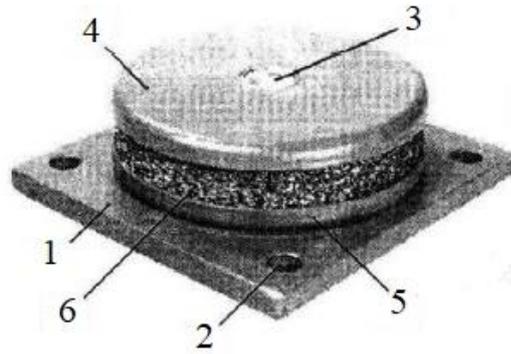


Рисунок 1.37 – Шайбовый сетчатый демпфер:

1 – основание в виде пластины; 2 – крепежные отверстия; 3 – поршень;  
4 – верхняя нажимная шайба; 5 – нижняя шайба; 6 – упругий сетчатый элемент

Виброизоляторами двигателей внутреннего сгорания или кабин не всегда удастся снизить воздействующую вибрацию до предельно допустимых значений. При наличии низкочастотной вибрации на рабочих местах персонала предлагается устанавливать различные виброзащитные сиденья. На рисунке 1.38 представлено виброзащитное сиденье с гибкой подвеской для путевой машины [53, 210, 211]. Подвеска, при условии грамотной проектировки, позволяет снизить колебания, которые воздействуют на оператора.

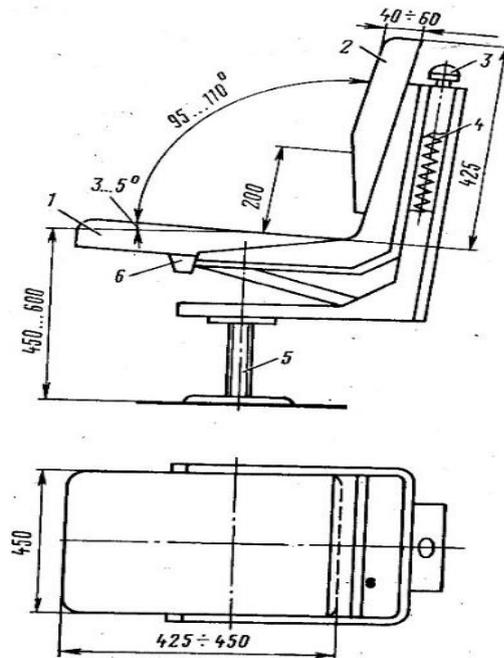


Рисунок 1.38 – Сиденье путевых машин:

1 – подушка; 2 – спинка; 3 – регулировочное устройство; 4 – подвеска;  
5 – стойка; 6 – ограничительный упор

Следует отметить, что рассматриваемые виброзащитные сиденья обладают высокой эффективностью при снижении вибрации, имеющей характер периодических и случайных колебаний (транспортные машины, стационарные машины во время работы рабочих органов).

На рисунке 1.39 представлен виброизолятор, предназначенный для кресла машиниста тепловоза [4]. В данном варианте предлагается устанавливать кресло в дополнительную втулку с демпфирующей прокладкой. Эффективность предложенного виброизолятора по уровню снижения общей вибрации находится в пределах 5 дБ.

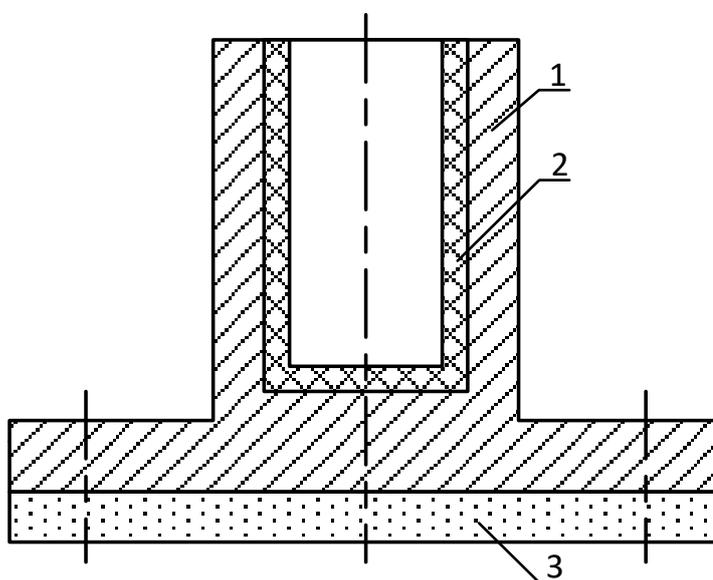


Рисунок 1.39 – Конструкция виброизолятора кресла машиниста:

1 – втулка; 2 – демпфирующая прокладка; 3 – виброизолирующая прослойка

В работе М. В. Балановой [200] предлагается конструкция кресла машиниста крана на железнодорожном ходу с увеличенными виброизолирующими и вибропоглощающими свойствами. На рисунках 1.40 и 1.41 представлена стойка кресла машиниста крана с резиновыми втулками и многослойное сиденье.

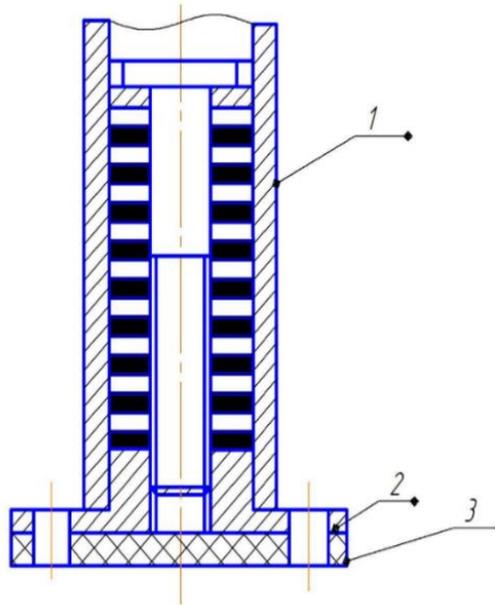


Рисунок 1.40 – Стойка несущей конструкции:

1 – стойка; 2 – втулка; 3 – основание

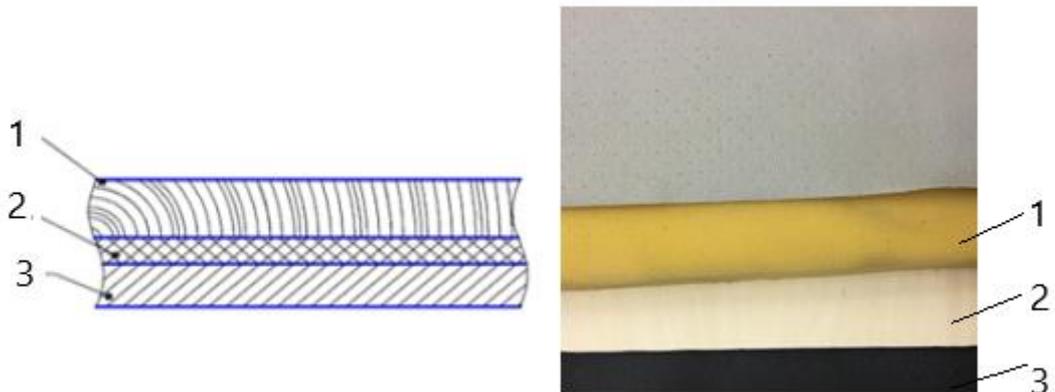


Рисунок 1.41 – Сиденье машиниста крана:

1 – поролон; 2 – фанера; 3 – резина

К недостаткам данной конструкции следует отнести сложность регулировки высоты сиденья, а также потерю упругих свойств резины с течением времени эксплуатации. Похожими недостатками обладает и виброизолятор, запатентованный под названием «Виброизолятор пружинный с сетчатым демпфером» (патент RU2635719C1) [212], представленный на рисунке 1.42.

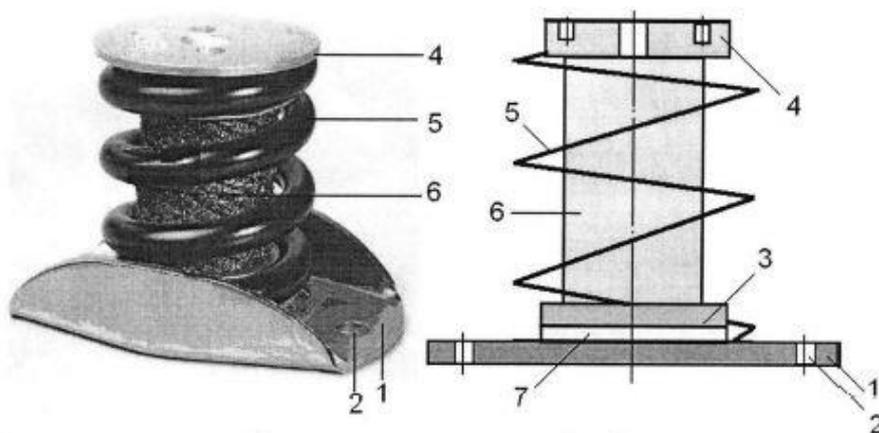


Рисунок 1.42 – Виброизолятор пружинный с сетчатым демпфером:

1 – основание; 2 – крепежные отверстия; 3 – опорный элемент;  
4 – крышка; 5 – цилиндрическая винтовая пружина; 6 – цилиндрический сетчатый упругодемпфирующий элемент; 7 – промежуточный вибродемпфирующий элемент

Следует отметить, что в описанном выше патенте [212] не указаны данные о материале изготовления сетчатого демпфера, что затрудняет процесс расчета эффективности в снижении вибрации применительно к объекту исследования. Кроме того, его пружины предоставляют ограниченные возможности регулировки жесткости виброизолятора. На рисунке 1.43 представлена запатентованная модель виброизолятора пружинного сетчатого (патент RU2285839C1) [213]. Указанный патент описывает виброизолятор, предназначенный для использования в конструкции кресла машиниста. Устройство состоит из пружинного механизма с сетчатым демпфером, который размещается между основанием кресла и его сиденьем. Принцип его работы основан на том, что при воздействии вибрации демпфер поглощает и рассеивает энергию, что позволяет снизить передачу вибрации на кресло и, следовательно, на машиниста.

Пружины, используемые в данной конструкции, ограничивают возможность регулировки жесткости виброизолятора, что может затруднить оптимизацию его работы под конкретные условия эксплуатации.

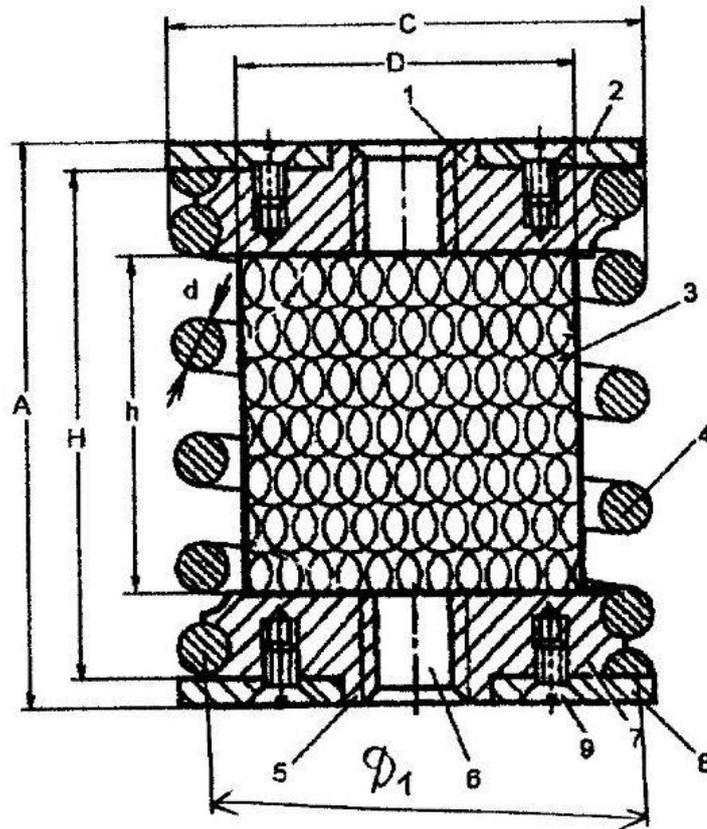


Рисунок 1.43 – Виброизолятор пружинный сетчатый:

1, 7 – нажимные шайбы; 2, 8 – поджимаемые плоские шайбы;  
3, 4 – упругие элементы; 5 – буртики; 6 – резьбовые отверстия; 9 – винты

Рассмотренные способы снижения вибрации имеют свои недостатки и преимущества. Следует отметить, что различные амортизаторы, применяемые в путевых машинах и тепловозах, достаточно сложны при их установке в дизельном отделении вагона-электростанции. Пружинные системы обладают более простой конструкцией и низкокзатратны, но могут иметь ограниченные возможности регулировки и требуют наличия дополнительных устройств вибродемпфирования. Выбор конкретного решения зависит от специфических требований к виброизоляции в различных условиях эксплуатации вагона-электростанции восстановительного поезда.

## 1.5 Выводы по главе

1. Анализ результатов существующих исследований показал, что вопросы излучения шума железнодорожного подвижного состава в окружающую среду от отдельных элементов изучены достаточно широко. Для снижения шума, влияющего на селитебную зону, разработаны различные методики расчета и инженерные решения. Эти результаты имеют большое практическое применение вследствие их эффективности для защиты людей от неблагоприятного акустического воздействия. Дизель-генераторные установки, эксплуатируемые в вагонах-электростанциях, оказывают неблагоприятное воздействие на машинистов вагонов-электростанций, находящихся внутри, поэтому подобные условия труда неприемлемы и требуют практического решения проблемы.

2. Существующие способы снижения внутреннего шума разрабатывались применительно к кабинам тепловозов и мотовозов, дорожно-строительной техники и другого технологического оборудования, а также применимы к мостовым кранам, у которых компоновка кабин и их эксплуатационные показатели значительно отличаются от вагона-электростанции восстановительного поезда. Звуковая энергия внутри таких кабин возникает от рельсов через элементы остекления. Для изучаемого объекта, приведенные выше исследования, подлежат существенному уточнению ввиду того, что основным источником шума являются именно дизель-генераторные установки, что имеет значительные отличия от расположения источников шума мотовоза, тепловоза или мостового крана. Поэтому предлагаемые меры в виде применения малых акустических экранов, звукоизоляционных капотов и кожухов, а также глушителей шума неприменимы к объекту исследования.

3. Рассмотренные способы виброизоляции двигателей внутреннего сгорания тепловозов и мотовозов основаны на доказанной закономерности передачи вибрации на несущие рамы и пол кабины. Изученные способы сводятся к виброизоляции самих двигателей. Компоновка вагона-электростанции, количество дизель-генераторных установок в значительной степени отличаются от тепловозов

и мотовозов, поэтому данные разработки также практически неприменимы для вагона-электростанции.

4. Учитывая проведенный анализ существующих работ по снижению шума и вибрации подвижного состава, а также характерные особенности компоновки вагонов-электростанций, следует предположить, что наиболее эффективным решением по улучшению виброакустических характеристик внутри вагонов-электростанций является разработка комплекса инженерно-технических решений, направленных на снижение воздушной составляющей шума и воздействия общей вибрации внутри вагона-электростанции путем применения перегородки с повышенными звукоизолирующими и звукопоглощающими характеристиками, а также разработка кресла машиниста с виброгасящими свойствами.

## 2 АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ТРУДА МАШИНИСТОВ, ОБСЛУЖИВАЮЩИХ ВАГОНЫ-ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ

### 2.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов в местах нахождения машинистов вагонов-электростанций

К рабочим местам и местам отдыха машинистов вагонов-электростанций восстановительных поездов предъявляются требования по безопасным условиям труда, регламентированные СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» [214, 215].

На рисунке 2.1 показано расположение рабочих мест машинистов и схема распространения звукового излучения от дизель-генераторов в вагоне-электростанции и схема распространения звукового излучения в вагоне-электростанции.

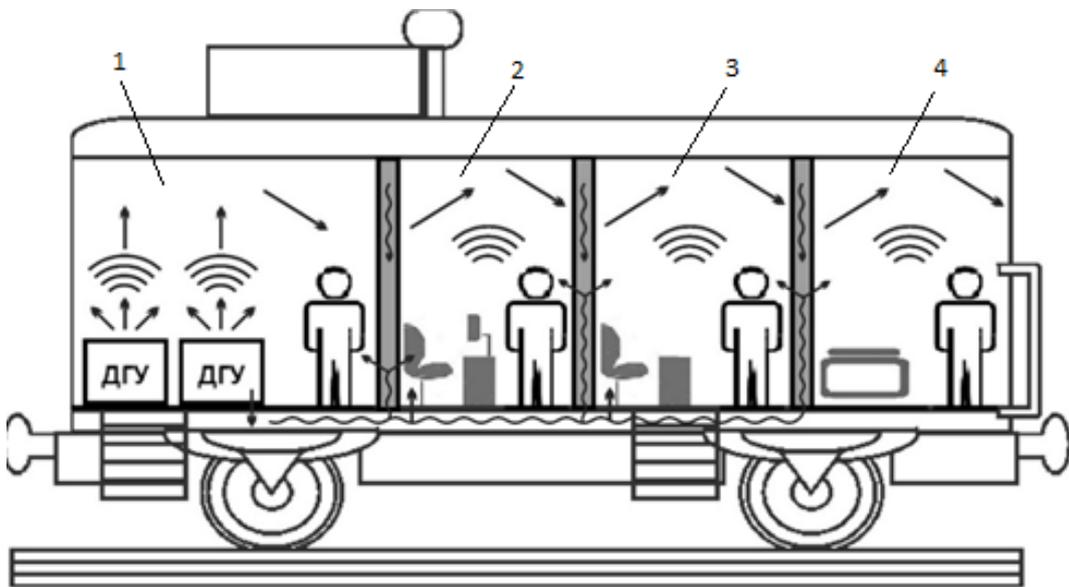


Рисунок 2.1 – Схема расположения рабочих мест в вагоне-электростанции:

1 – дизельное отделение; 2 – рабочее место машиниста;

3 – помещение для приема пищи; 4 – купе для отдыха

В таблице 2.1 приведены фактические показатели опасных и вредных производственных факторов в вагоне-электростанции восстановительного поезда.

Анализ данных факторов, проведенный по специальной оценке условий труда (Приложение А), показал, что фактические значения температуры, скорости движения и влажности воздуха и т. д., превышение/снижение которых внутри вагона-электростанции восстановительного поезда может представлять собой опасные и вредные факторы, соответствуют классу условий труда 1 и 2. Измеренные значения шума и вибрации внутри вагонов-электростанций восстановительного поезда при эксплуатации дизель-генераторных установок значительно превышают нормативные величины (Приложение А) и соответствуют классу условий труда 3.1.

Таблица 2.1 – Сводная таблица фактических показателей опасных и вредных производственных факторов в вагоне-электростанции восстановительного поезда

Наименование производственного фактора	Допустимый уровень	Фактический уровень	Величина отклонения	Класс условий труда
1	2	3	4	5
Эквивалентный уровень звука, дБА	80	89	9	3.1
Эквивалентные скорректированные уровни виброускорения, дБА	115	118–121	3-6	3.1
Температура воздуха, °С (категория – Пб)	15 до 22	18,4	-	1
Скорость движения воздуха, м/с	до 0,4	0,15	-	2
Влажность воздуха, %	15–75	47,4	-	2
Освещенность (общая рабочей поверхности), лк	150	-	-	-
Азота диоксид Класс опасности: 3 Вещество раздражающего типа, остронаправленного действия № CAS: 10102-44-0, мг/м <sup>3</sup>	5	2,4	-	2

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5
Углерода оксид Класс опасности: 4 Вещество остронаправленного действия, опасное для репродуктивного здоровья человека № CAS: 630-08-0, мг/м <sup>3</sup>	2	0,5	-	2
Углеводороды алифатические предельные C1-10 (в пересчете на C) Класс опасности: 4, мг/м <sup>3</sup>	20	10	-	2
Напряженность труда	-	-	-	-
Тяжесть труда (Рабочее положение)	Периодическое, до 25 % времени смены, нахождение в неудобном и (или) фиксированном положении. Нахождение в положении «стоя» до 60 % времени рабочего дня (смены).	Нахождение в положении «стоя» до 60 % времени рабочего дня (смены)	-	2
<b>Итоговый класс (подкласс) условий труда</b>	<b>3.1</b>			

В результате проведенной оценки установлен итоговый класс условий труда 3.1, что говорит о высоких рисках вреда и угрозы для здоровья работников. При таких условиях труда машинистам требуется более продолжительный отдых для восстановления нормального состояния организма, что не всегда возможно с учетом специфики эксплуатации вагонов-электростанций восстановительных поездов. Установленный класс фактических условий труда обусловлен превышением значений двух физических производственных факторов:

- эквивалентный уровень звука, дБА;
- общая вибрация (эквивалентные скорректированные уровни виброускорения), дБА.

## 2.2 Воздействие шума на машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда во время стоянки

На рабочих местах машиниста, работающего и отдыхающего внутри вагона-электростанции, выполнялась серия экспериментальных исследований [216, 217]. Для надлежащего выполнения рабочих функций машинистов вагонов-электростанций важно обеспечить им оптимальные условия труда и отдыха. Как правило, оптимальные условия труда и отдыха складываются вследствие отсутствия или минимального воздействия неблагоприятных производственных факторов. Для обеспечения наиболее благоприятных условий труда и отдыха устанавливаются специальные предельно допустимые значения, приведенные в таблице 2.2 для исследуемого объекта [214].

Таблица 2.2 – Предельно допустимые уровни звука и звукового давления  
в октавных полосах частот на рабочих местах и местах размещения  
машиниста специального подвижного состава

Место измерения шума	Уровни звукового давления, дБ, не более, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентные уровни звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Кабина управления технологическим процессом										
с персональным компьютером на рабочих местах	99	91	83	77	73	70	68	66	64	75
Служебные помещения										
без персонального компьютера на рабочих местах	99	91	83	77	73	70	68	66	64	75
Бытовые помещения										
Купе отдыха, помещение для приема пищи и отдыха в составе служебно-бытового вагона сопровождения	96	83	74	68	63	60	57	55	54	65

В таблице учтены отдельные значения для кабин управления (оснащенных персональными компьютерами и без них) с точки зрения их наиболее близкого расположения к работающим дизель-генераторным установкам, служебных помещений с мастерскими, в которых может находиться различное дополнительное оборудование, эксплуатируемое, например, в восстановительных поездах. Следует отметить, что наименьшие установленные предельно допустимые значения имеют места отдыха: помещения для приема пищи и купе для сна.

Спектры шума, представленные на рисунке 2.2, показывают в первых двух октавах отсутствие превышения уровней звукового давления (УЗД) над санитарными нормами. Далее отмечаются превышения: на частоте, равной 250 Гц, разница между санитарной нормой и полученным уровнем звукового давления составляет 6 дБ. В интервале 500...4000 величина превышения достигает своего максимального значения, равного 16 дБ (на частоте 500 Гц достигает 9 дБ, 1000 Гц – 16 дБ, 2000 Гц – 12 дБ, на частоте 4000 Гц превышение составляет 3 дБ). Начиная с 9-й октавы, на частоте 8000 Гц величина превышения достигает 10 дБ. Эквивалентный уровень звука в дизельном отделении вагона-электростанции равен 88 дБА (таблица 2.3), т. е. превышение уровня звука составляет 13 дБА.

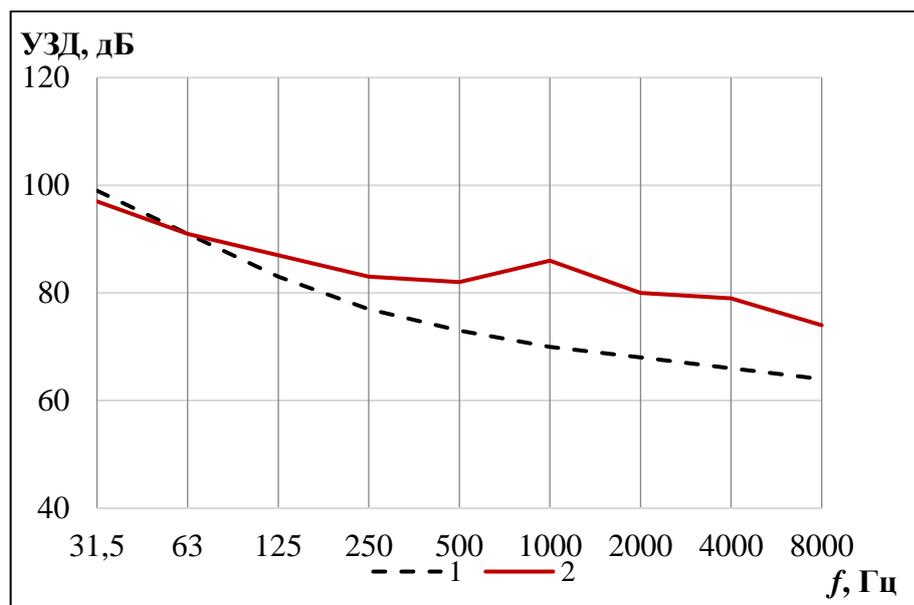


Рисунок 2.2 – Спектры шума в дизельном отделении вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда:  
1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни

Таблица 2.3 – Фактические уровни звука и звукового давления в дизельном отделении вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда

Точка измерения	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Отделение ДГУ во время стоянки	97	91	87	83	82	86	80	79	74	88

На рисунке 2.3 приведен спектр шума на рабочем месте машиниста.

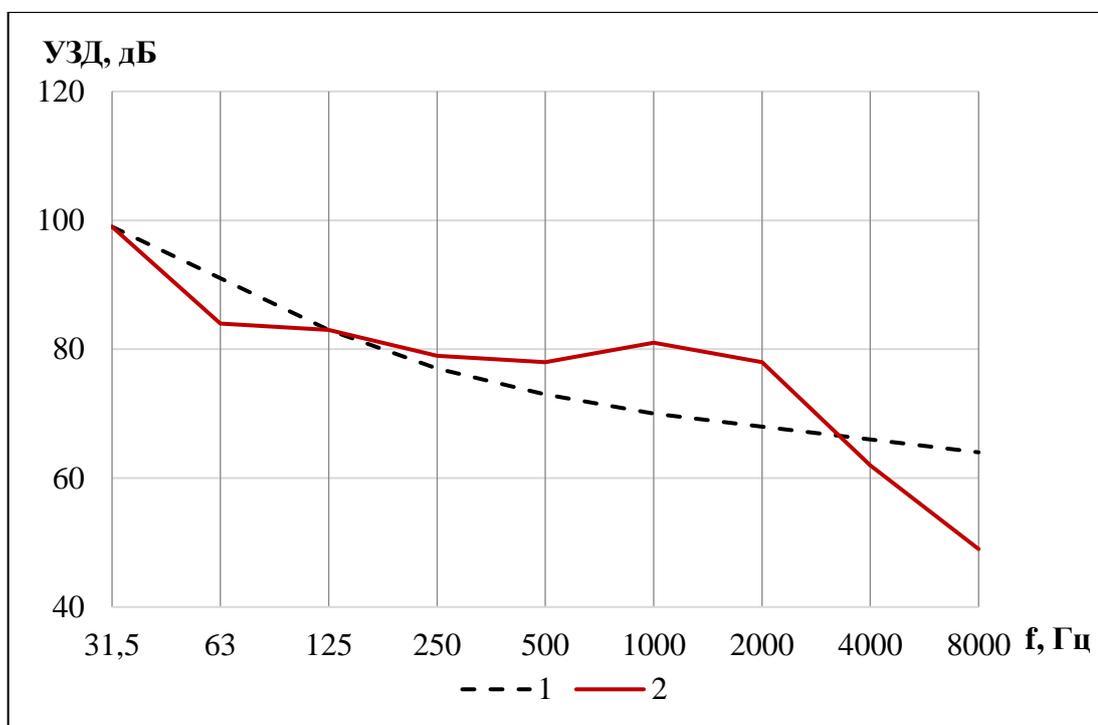


Рисунок 2.3 – Спектры шума на рабочем месте машиниста вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда:  
1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни

Как видно из рисунка 2.3, фактически только в первых трех октавах в диапазоне частот 31,5...125 Гц превышения отсутствуют. Начиная с 4-й октавы, происходит равномерное увеличение уровней звукового давления. В среднечастотном интервале 250...1000 Гц превышения находятся в пределах от 2 до 11 дБ, т. е. разность составляет 2 дБ на 250 Гц, 5 дБ на 500 Гц, на частоте 1000

Гц превышения достигают своего максимального значения, и разница с санитарной нормой составляет 11 дБ. На частоте 2000 Гц разница между уровнями звукового давления и санитарными нормами составляет 10 дБ. На 8-й октаве, равной 4000 Гц, превышения отсутствуют. Далее отмечен значительный спад спектра шума. Эквивалентный уровень звука на рабочем месте машиниста равен 87 дБА (таблица 2.4), т. е. превышение уровней звука составляет 12 дБА.

Таблица 2.4 – Фактические уровни звука и звукового давления на рабочем месте машиниста вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда

Точка измерения	Уровни звукового давления, в дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Рабочее место машиниста во время стоянки	99	84	83	79	78	81	78	62	49	87

На рисунке 2.4 приведен спектр шума в помещении для приема пищи. В низкочастотном интервале превышение уровней звукового давления над предельно допустимыми практически отсутствует. В диапазоне частот 31,5...63 Гц шум ниже санитарной нормы. Начиная с 3-й октавы, становится заметно, что уровни звукового давления начинают возрастать и происходит равномерное увеличение уровней звукового давления на каждой октаве. На частоте 125 Гц наблюдается превышение и составляет 3 дБ, а на частоте 250 Гц – 6 дБ соответственно. К характерным особенностям полученных данных относится тот факт, что, начиная с 5-й и по 7-ю октавы, спектр шума становится равномерным и зафиксированы наиболее интенсивные разности в уровнях звукового давления над предельно допустимыми, среднее превышение значений составляет 9 дБ. Далее по графику видно, что на последующих частотах уровни звукового давления уменьшаются и равны 60 дБ на 4000 Гц и 57 дБ на 8000 Гц, а разница между

санитарной нормой и превышениями составляет соответственно 5 и 3 дБ. Эквивалентный уровень звука в помещении для приема пицци равен 76 дБА (таблица 2.5) [196], т. е. превышает норму на 11 дБА.

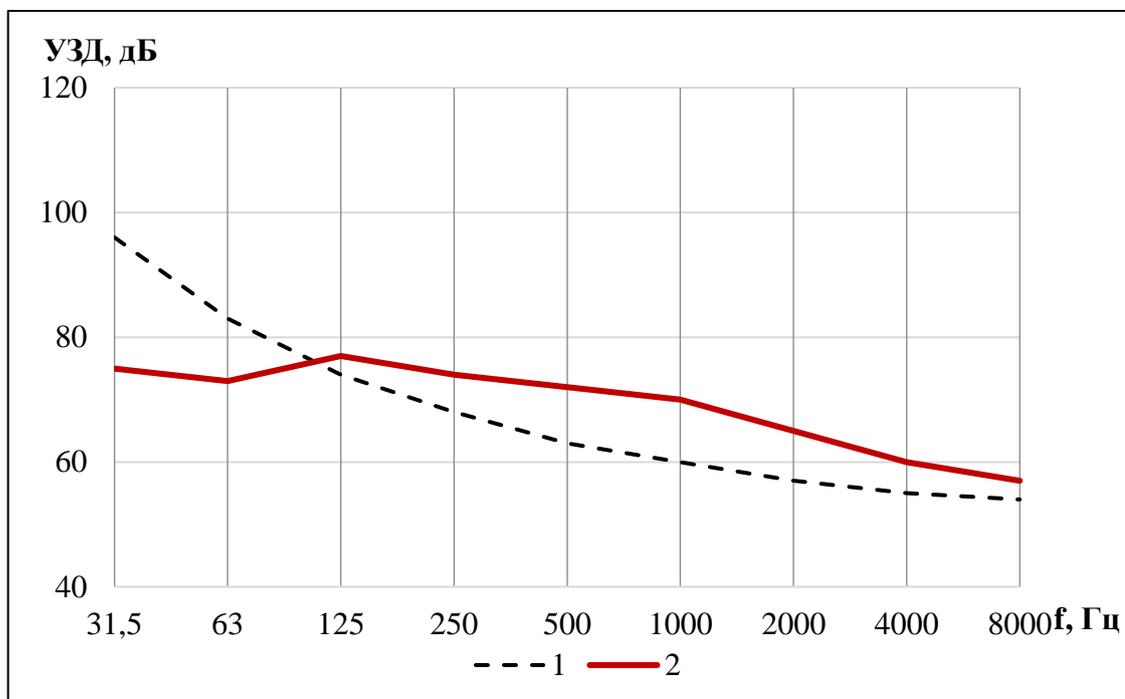


Рисунок 2.4 – Спектры шума в помещении для приема пицци вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда:

1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни

Таблица 2.5 – Фактические уровни звука и звукового давления в помещении для приема пицци вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда

Точка измерения	Уровни звукового давления, в дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Помещение для приема пицци во время стоянки	75	73	77	74	72	70	65	60	57	76

На рисунке 2.5 представлены спектры шума в купе для отдыха машинистов, обслуживающих вагон-электростанцию восстановительного поезда. Анализ показал, что в низкой полосе частот 31,5...125 Гц, т. е. с 1-й по 3-ю октавы, уровни звукового давления ниже санитарных норм. При переходе с 3-й октавы на 4-ю наблюдается незначительное увеличение уровней звука, и на частоте 250 Гц оно составляет 3 дБ. Следует отметить превышения уровней звукового давления в широкой полосе частот 500...4000 Гц, которые составляют 4 дБ на 500 Гц, 8 дБ на 1000 Гц – наиболее интенсивная разность в уровне звукового давления над предельно допустимой, 7 дБ на 2000 Гц, 5 дБ на 4000 Гц соответственно.

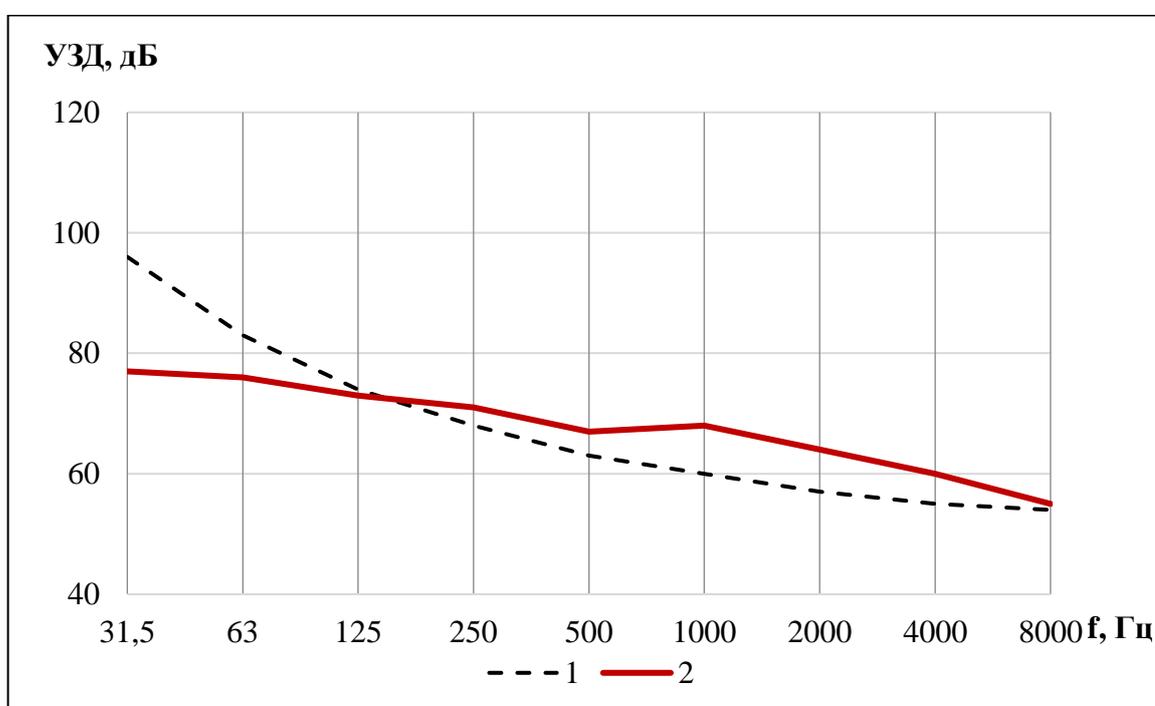


Рисунок 2.5 – Спектры шума в помещении в купе для отдыха вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда:

1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни

Эквивалентный уровень звука в купе для отдыха машинистов вагона-электростанции равен 75 дБА (таблица 2.6), т. е. зафиксировано превышение на 10 дБА.

Таблица 2.6 – Фактические уровни звука и звукового давления в купе для отдыха вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда

Точка измерения	Уровни звукового давления, в дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Купе для отдыха во время стоянки	77	76	73	71	67	68	64	60	55	75

На рисунке 2.6 приведена сравнительная гистограмма фактических значений эквивалентного уровня звука (дБА) в каждом помещении вагона-электростанции восстановительного поезда относительно установленных санитарных норм (см. таблицу 2.2). Первый ряд соответствует фактическим значениям, второй – санитарной норме.

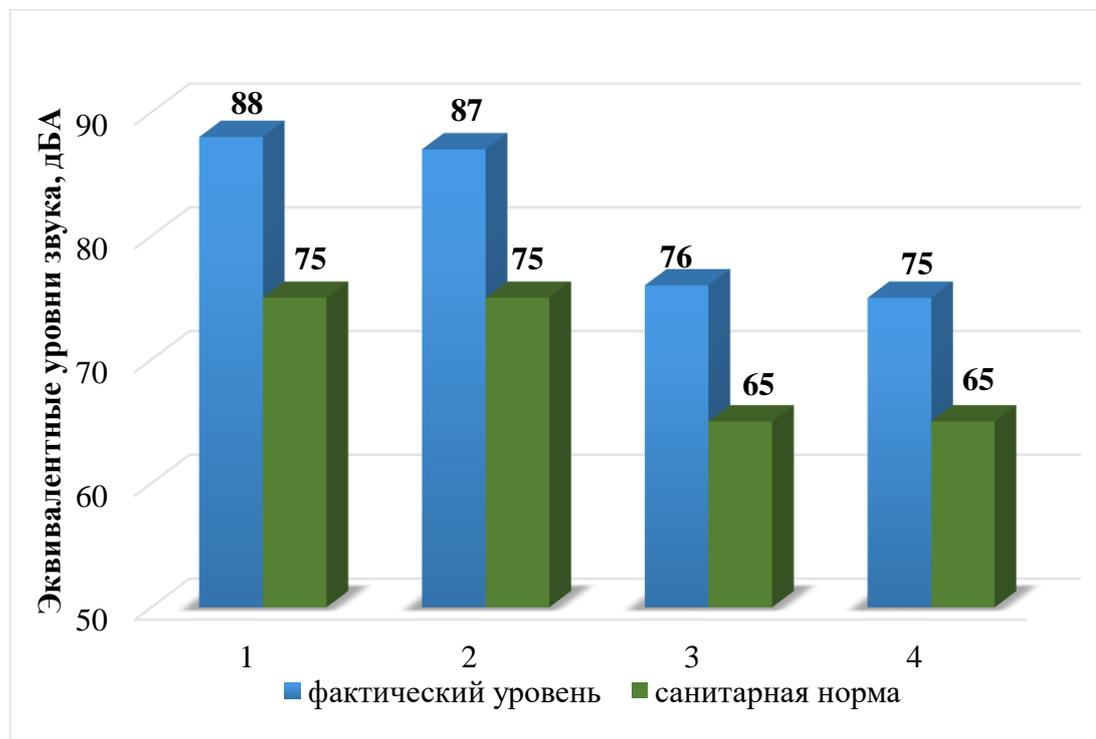


Рисунок 2.6 – Эквивалентные уровни звука в соответствующих помещениях вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда:

1 – в дизельном отделении; 2 – на рабочем месте машиниста; 3 – в помещении для приема пищи; 4 – в купе для отдыха

Измерения показали, что при одном и том же технологическом режиме эксплуатации дизель-генераторных установок значения уровней звука постепенно снижаются от помещения к помещению. Таким образом, чем дальше помещение от источника шума, тем меньше уровень звукового давления и уровень звука, но тем не менее сохраняется превышение нормы: в дизельном отделении превышение эквивалентных уровней звука над санитарной нормой составляет 13 дБА; на рабочем месте машиниста – 12 дБА; в помещении для приема пищи – 11 дБА. При этом самое минимальное значение составляет 75 дБА, что превышает значение санитарной нормы (65 дБА для данного типа помещения) на 10 дБА.

Следует отметить, что значения установленных санитарных норм для каждого помещения индивидуальны, поэтому, несмотря на фактические значения уровней звука в помещениях, превышения санитарной нормы в самом дальнем от источника шума помещении даже больше, чем в первом. Приведем график уровней звукового давления, показывающий результаты сравнения спектральных характеристик каждого помещения вагона-электростанции (рисунок 2.7).

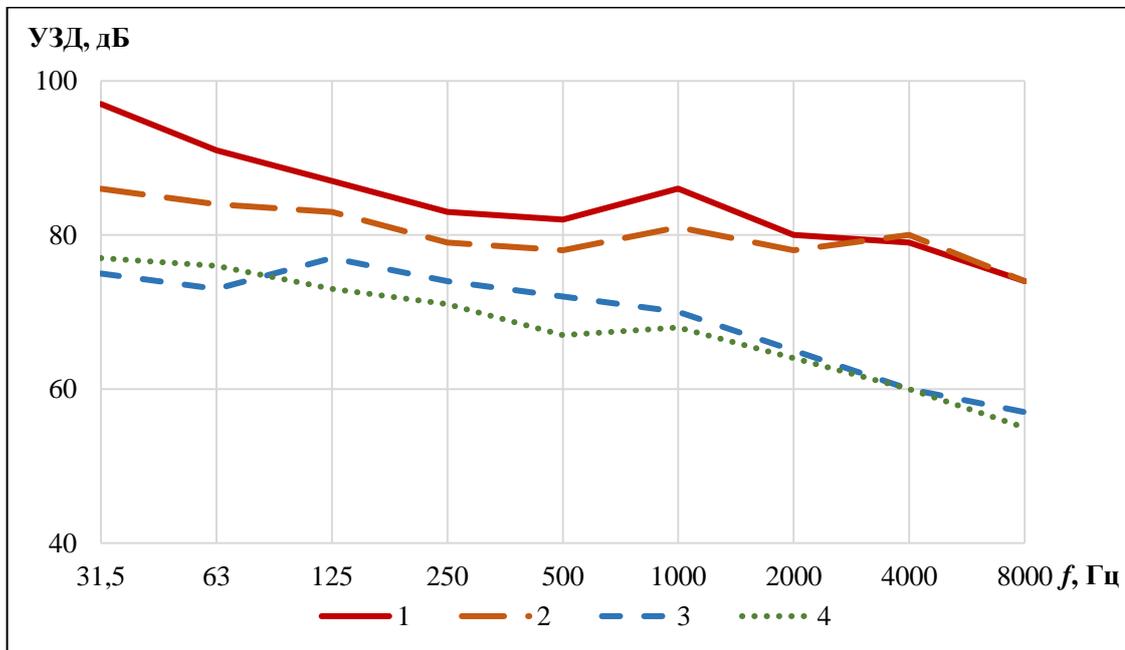


Рисунок 2.7 – Уровни звукового давления в соответствующих помещениях вагона-электростанции во время стоянки восстановительного поезда:

1 – в дизельном отделении; 2 – на рабочем месте машиниста; 3 – в помещении для приема пищи; 4 – в купе для отдыха

Из данных, представленных на рисунке 2.7, можно сделать вывод, что значения уровней звукового давления в помещениях вагона-электростанции зависят от расстояния расчетной точки до источника шума, а именно дизель-генераторных установок.

### **2.3 Воздействие шума на машинистов вагона-электростанции во время движения восстановительного поезда**

В данном разделе приведен анализ спектров шума, измеренного внутри вагонов-электростанций в составе восстановительных поездов при различных скоростях движения. В зависимости от компоновки вагона-электростанции и количества дизель-генераторов уровень создаваемого шума может быть различным.

В таблице 2.7 приведены фактические уровни звукового давления и эквивалентный уровень звука в дизельном отделении вагона-электростанции во время движения.

Таблица 2.7 – Фактические уровни звукового давления и эквивалентные уровни звука в дизельном отделении вагона-электростанции во время движения восстановительного поезда

Точка измерения	Уровни звукового давления, в дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Помещение 1 (скорость движения 20 км/ч)	96	97	97	96	94	90	83	77	73	93
Помещение 1 (скорость движения 40 км/ч)	100	99	98	99	96	91	86	82	78	96
Помещение 1 (скорость движения 60 км/ч)	111	106	102	101	96	96	95	91	85	101

На рисунке 2.8 приведена сравнительная гистограмма значений эквивалентного уровня звука, дБА, в дизельном помещении и санитарной нормы.

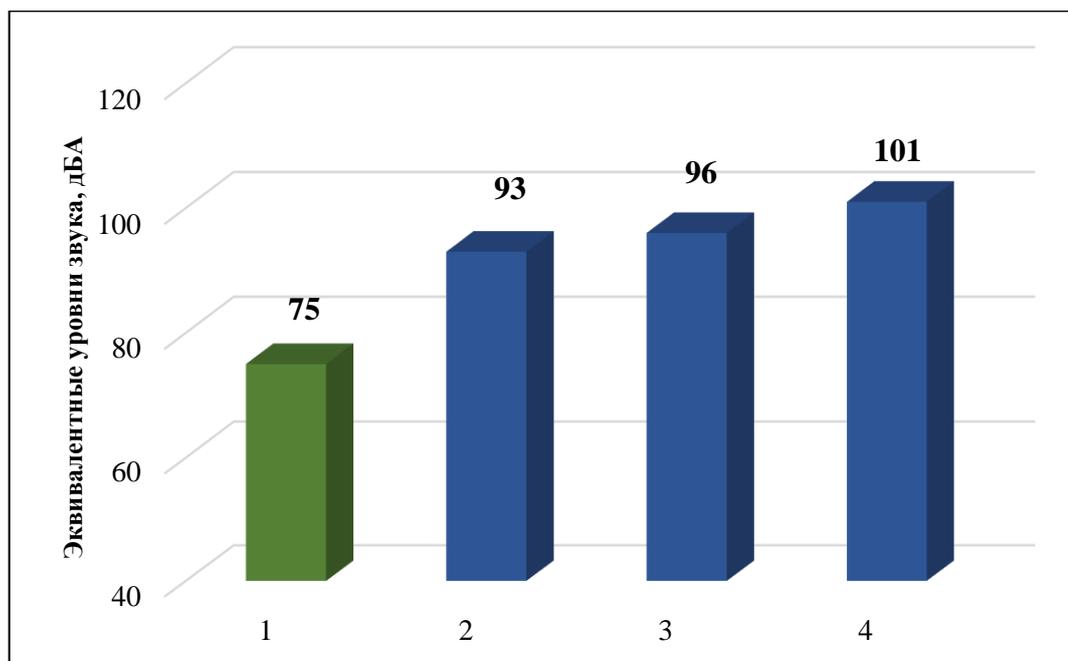


Рисунок 2.8 – Эквивалентные уровни звука в дизельном отделении вагона-электростанции во время движения восстановительного поезда:

1 – санитарная норма; 2 – скорость движения 20 км/ч;

3 – скорость движения 40 км/ч; 4 – скорость движения 60 км/ч

В октавных полосах частот 31,5...63 Гц уровни звукового давления при движении восстановительного поезда со скоростями 20 и 40 км/ч представляют собой практически идентичную картину, и уровни превышений над санитарными нормами являются минимальными и составляют 2...4 дБ. При движении поезда со скоростью, равной 60 км/ч, можно наблюдать максимальное значение превышений уровней звукового давления 23...27 дБ над санитарными нормами, возникающих в широкой полосе частот 250...4000 Гц. Уровни звукового давления при скорости движения 20 и 40 км/ч имеют максимальные значения, равные 99...94 дБ, в этих же октавах. Следует отметить, что у поездов при скоростях движения 20...40 км/ч в последующих среднегеометрических частотах октавных полос происходит постепенное снижение уровней звукового давления. Но тем не менее, как можно увидеть на рисунке 2.9, даже в самой минимальной точке при скорости 20 км/ч разница фактического спектра и санитарной нормы составляет 9...11 дБ в 8...9-й октавах.

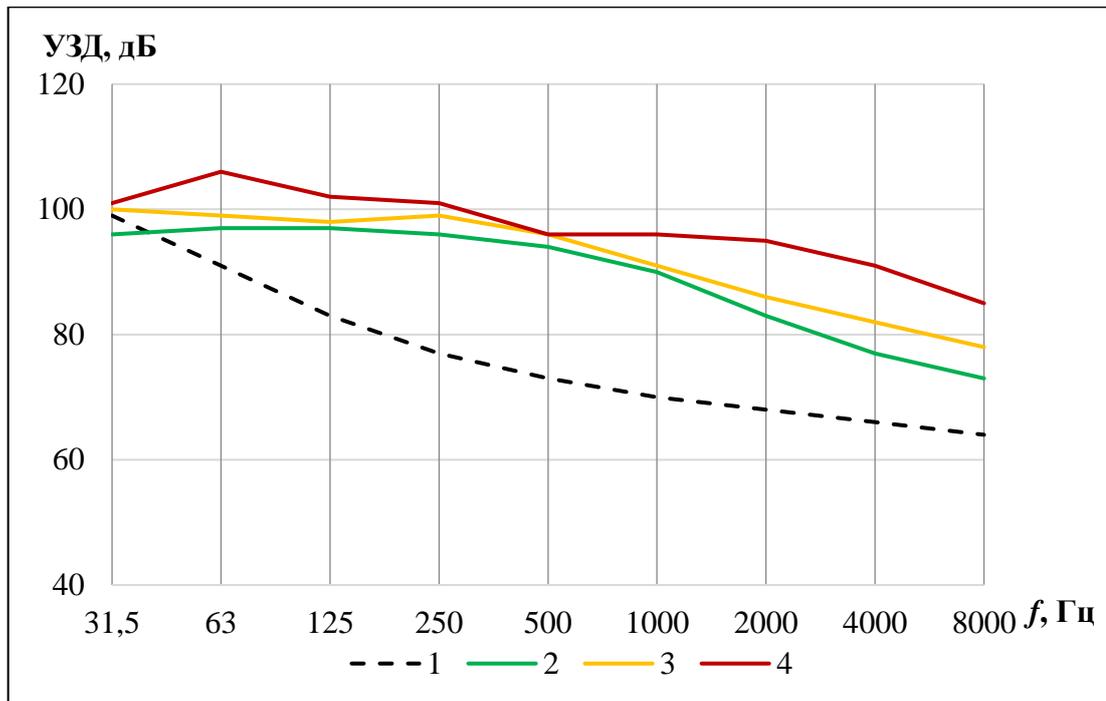


Рисунок 2.9 – Спектры шума в дизельном отделении вагона-электростанции во время движения восстановительного поезда:

- 1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни при скорости движения 20 км/ч;  
 3 – фактические уровни при скорости движения 40 км/ч;  
 4 – фактические уровни при скорости движения 60 км/ч

Анализ приведенных спектров шума позволяет сделать вывод, что звуковое поле формируется в дизельном отделении вагона-электростанции при воздействии воздушного шума, где большую роль играют виброакустические характеристики дизель-генераторов, работающих при различных скоростях движения, причем выявлена связь возрастания уровня звукового давления с увеличением скорости.

В таблице 2.8 приведены фактические уровни звукового давления и эквивалентный уровень звука на рабочем месте машиниста вагона-электростанции во время движения.

На рисунке 2.10 приведена сравнительная гистограмма значений эквивалентного уровня звука, дБА, на рабочем месте машиниста и санитарной нормы.

Таблица 2.8 – Фактические уровни звукового давления и эквивалентные уровни звука на рабочем месте машиниста вагона-электростанции во время движения восстановительного поезда

Точка измерения	Уровни звукового давления, в дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Помещение 2 (скорость движения 20 км/ч)	93	90	87	83	81	85	80	78	73	87
Помещение 2 (скорость движения 40 км/ч)	96	99	95	95	93	88	80	76	72	89
Помещение 2 (скорость движения 60 км/ч)	100	99	98	96	95	91	85	81	73	95

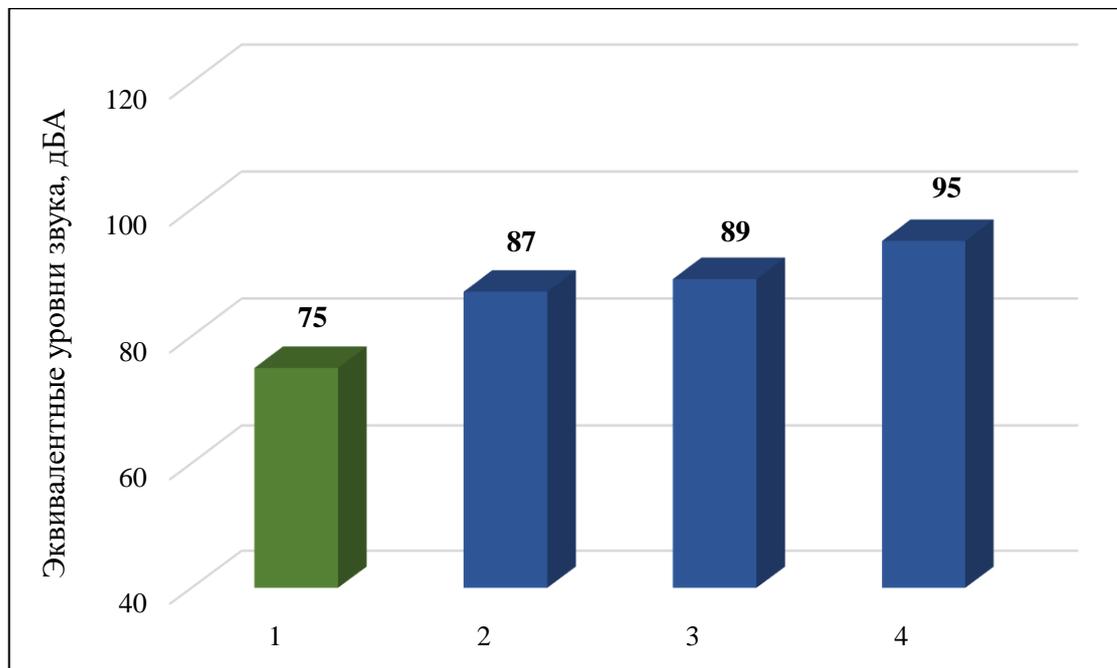


Рисунок 2.10 – Эквивалентные уровни звука на рабочем месте машиниста вагона-электростанции во время движения восстановительного поезда:

1 – санитарная норма; 2 – скорость движения 20 км/ч;

3 – скорость движения 40 км/ч; 4 – скорость движения 60 км/ч

Следует отметить практически идентичный характер спектров шума в дизельном отделении восстановительного поезда при его движении со скоростью 40 и 60 км/ч (рисунок 2.11). Разница между фактическим уровнем и санитарной нормой в интервале частот 31,5...63 Гц на скорости 20 км/ч отсутствует, а высокочастотной части спектра разница достигает 15 дБ.

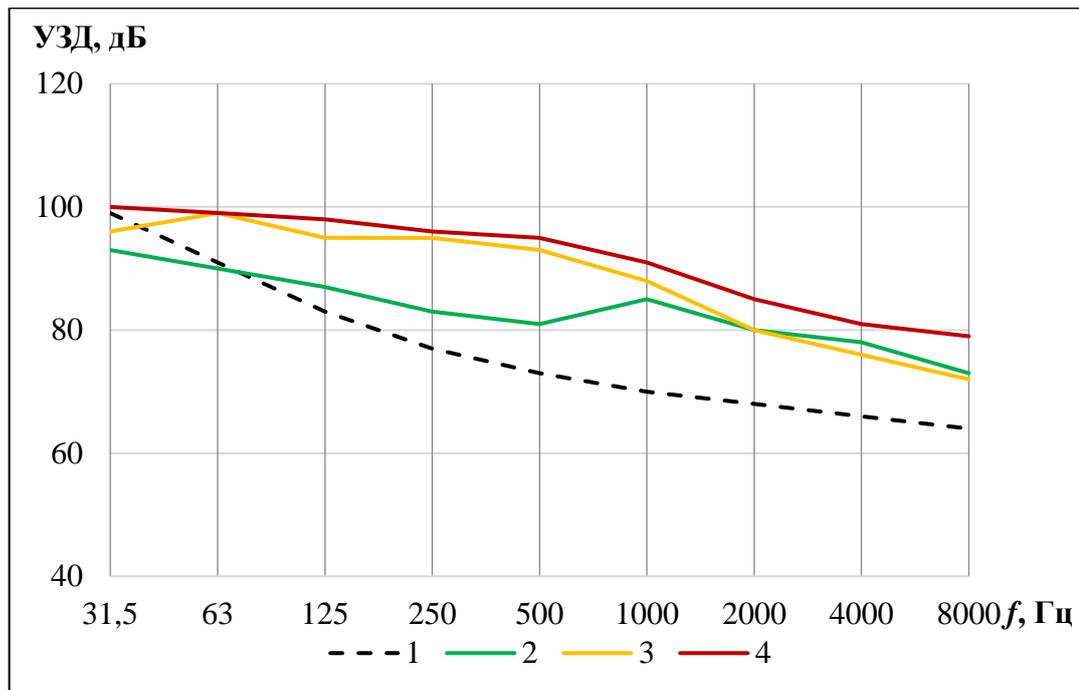


Рисунок 2.11 – Спектры шума на рабочем месте машиниста вагона-электростанции во время движения восстановительного поезда:

- 1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни при скорости движения 20 км/ч;
- 3 – фактические уровни при скорости движения 40 км/ч;
- 4 – фактические уровни при скорости движения 60 км/ч

У восстановительного поезда, двигающегося со скоростью 40 км/ч, превышение над санитарными нормами в интервале 31,5...63 Гц составляет 9 дБ, а в высокочастотной части спектра оно существенно больше и составляет 18...20 дБ. Максимальные превышения в среднечастотной части спектра зафиксированы у восстановительного поезда во время движения с максимальной скоростью, равной 60 км/ч, и составляют 23 дБ; в области высоких частот (1000...8000 Гц) разница становится меньше и составляет 17...21 дБ. Начиная с частотной полосы, равной

2000 Гц, происходит равномерное снижение уровней звукового давления, но даже в самой минимальной точке значения превышений над санитарными нормами составляют 8 дБ на скорости 20 и 40 км/ч и 15 дБ на скорости 60 км/ч.

В таблице 2.9 приведены фактические уровни звукового давления и эквивалентный уровень звука в помещении для приема пищи в вагоне-электростанции во время движения.

Таблица 2.9 – Фактические уровни звукового давления и эквивалентные уровни звука в помещении для приема пищи в вагоне-электростанции во время движения восстановительного поезда

Точка измерения	Уровни звукового давления, в дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Помещение 3 (скорость движения 20 км/ч)	75	73	76	75	72	74	68	65	60	78
Помещение 3 (скорость движения 40 км/ч)	85	86	82	77	73	76	73	70	67	80
Помещение 3 (скорость движения 60 км/ч)	88	88	83	78	75	80	75	76	73	83

На рисунке 2.12 приведена гистограмма значений эквивалентного уровня звука, дБА, в помещении для приема пищи в сравнении с санитарной нормой.

Спектры шума (рисунок 2.13) имеют четко выраженный характер превышений над санитарными нормами во всей области среднечастотной части спектра. Фактически только в первых двух октавах уровни звукового давления ниже санитарной нормы.

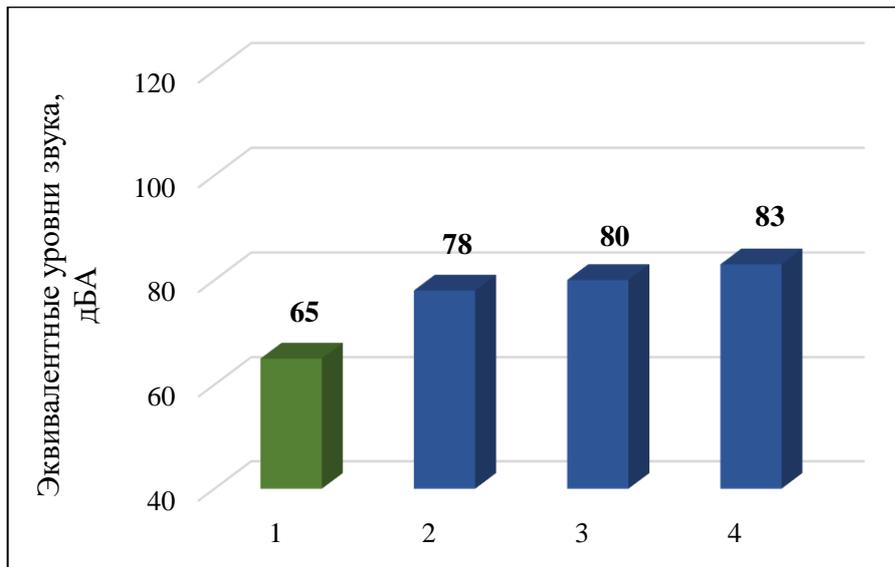


Рисунок 2.12 – Эквивалентные уровни звука в помещении для приема пищи в вагоне-электростанции во время движения восстановительного поезда:

1 – санитарная норма; 2 – скорость движения 20 км/ч;  
3 – скорость движения 40 км/ч; 4 – скорость движения 60 км/ч

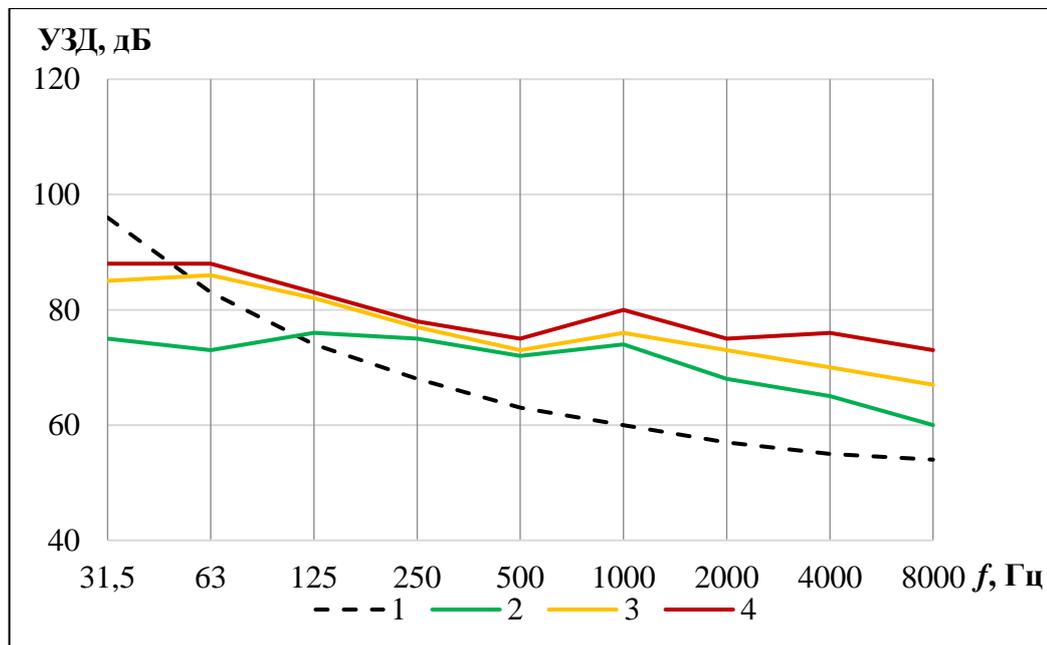


Рисунок 2.13 – Спектры шума в помещении для приема пищи в вагоне-электростанции во время движения восстановительного поезда:

1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни при скорости движения 20 км/ч;  
3 – фактические уровни при скорости движения 40 км/ч;  
4 – фактические уровни при скорости движения 60 км/ч

Во второй и третьей октавах, т. е. в интервале частот 63...125 Гц, увеличения уровней шума при движении восстановительного поезда со скоростью 40 и 60 км/ч составляют соответственно 5...7 дБ. Максимальные значения превышений уровней звукового давления зафиксированы в диапазоне частот 500–2000 Гц, равные на скорости 20 км/ч – 14 дБ, на скорости 40 км/ч – 16 дБ, на скорости 60 км/ч – 20 дБ, т. е. в шестой октаве. Начиная с 7-й октавы, происходит незначительный спад интенсивности шума, фактически составляющий 3 дБ на октаву во время движения восстановительного поезда со скоростью 40 км/ч, т. е. на частотах 4000 Гц и 8000 Гц превышения составляют 15 и 13 дБ соответственно. Более резкий спад заметен при движении поезда со скоростью 20 км/ч, где средняя фактическая разница с санитарной нормой составляет примерно 5 дБ.

В таблице 2.10 приведены фактические уровни звукового давления и эквивалентный уровень звука в помещении для отдыха в вагоне-электростанции во время движения.

Таблица 2.10 – Фактические уровни звукового давления и эквивалентные уровни звука в помещении для отдыха в вагоне-электростанции во время движения восстановительного поезда

Точка измерения	Уровни звукового давления, в дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Эквивалентный уровень звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Помещение 4 (скорость движения 20 км/ч)	77	76	71	68	64	67	66	62	60	77
Помещение 4 (скорость движения 40 км/ч)	75	73	75	73	72	72	68	65	60	79
Помещение 4 (скорость движения 60 км/ч)	76	77	79	75	74	74	72	70	67	80

На рисунке 2.14 приведена сравнительная гистограмма значений эквивалентного уровня звука, дБА, в помещении для отдыха и санитарной нормы.

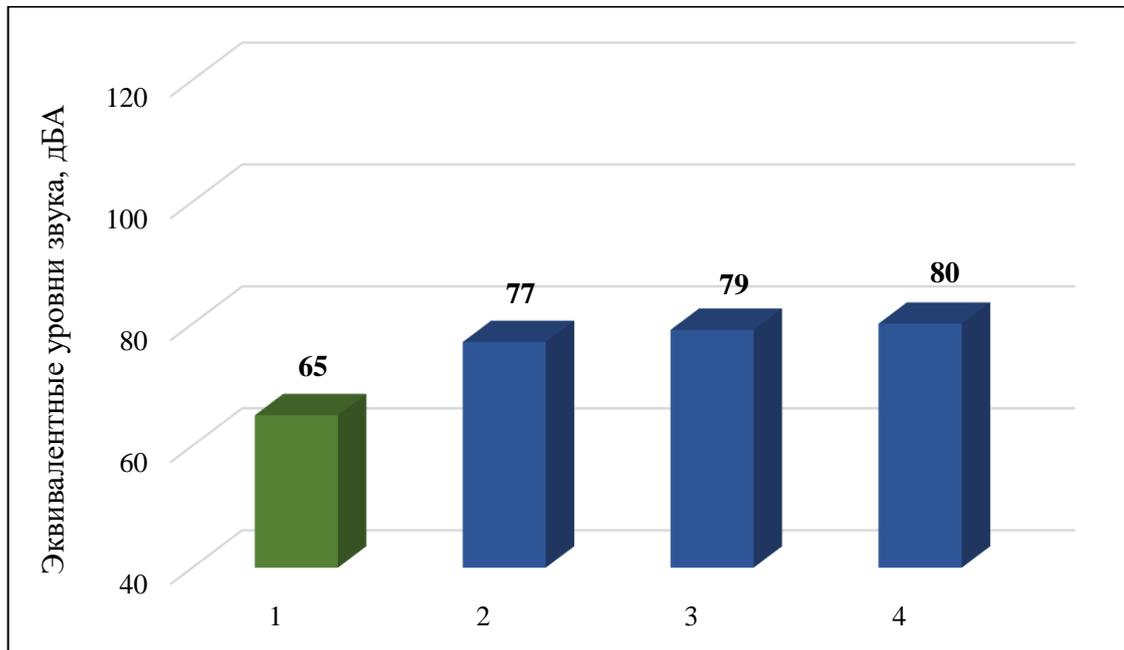


Рисунок 2.14 – Эквивалентные уровни звука в помещении для отдыха в вагоне-электростанции во время движения восстановительного поезда:

1 – санитарная норма; 2 – скорость движения 20 км/ч;

3 – скорость движения 40 км/ч; 4 – скорость движения 60 км/ч

По данным, представленным на рисунке 2.15, следует отметить значительное превышение санитарных норм над предельно допустимыми значениями в первых двух октавах на частотах 31,5 Гц и 63 Гц. При переходе со второй октавы на третью характер превышений возрастает, и на частоте, равной 125 Гц, разница в уровнях спектральных составляющих составляет 5 дБ при движении восстановительного поезда со скоростью 60 км/ч. В среднечастотной части спектра превышения во время движения на всех рассматриваемых скоростях движения достигают своего максимального значения в диапазоне 7...14 дБ на частоте 1000 Гц.

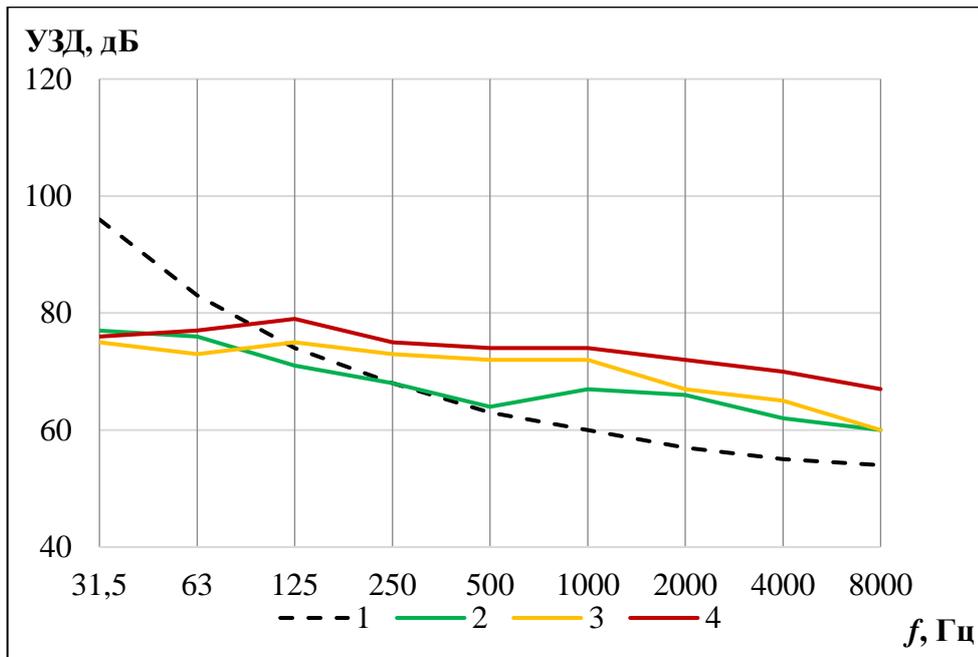


Рисунок 2.15 – Спектры шума в помещении для отдыха в вагоне-электростанции во время движения восстановительного поезда:

- 1 – санитарная норма; 2 – фактические уровни при скорости движения 20 км/ч;
- 3 – фактические уровни при скорости движения 40 км/ч;
- 4 – фактические уровни при скорости движения 60 км/ч

Начиная с 7-й октавы, характер интенсивности звукового давления становится менее интенсивным, и значения превышения находятся в интервале 6...10 дБ на скорости 40 и 20 км/ч. В том же самом интервале частот, т. е. 2000...8000 Гц, разница между фактическими и предельно допустимыми значениями при движении восстановительного поезда с максимальной скоростью находится в диапазоне 13...15 дБ.

#### 2.4 Воздействие общей вибрации на машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда

Объектом измерения вибрации являлись вагоны-электростанции восстановительных поездов. В восстановительных поездах используются более мощные по сравнению с другими, схожими вагонами-электростанциями дизельные

установки, предназначенные для освещения, обогрева вагонов, обеспечения электропитанием технологического оборудования, освещения места аварийно-восстановительных работ.

Измерения общей вибрации проводились на рабочем месте машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда. Полученные фактические значения сравнивались с предельно допустимыми значениями согласно [214] (таблица 2.11).

Таблица 2.11 – Предельно допустимые значения и фактические значения уровней производственной вибрации

Вид вибрации	Категория вибрации	Фильтр частотной коррекции	Эквивалентные скорректированные уровни виброускорения		Фактические эквивалентные скорректированные уровни виброускорения	
			м/с <sup>2</sup>	дБА	м/с <sup>2</sup>	дБА
Общая	Транспортная вибрация на рабочих местах в транспортных средствах, самоходных и прицепных машинах при движении	$W_k$	0,56	115	2,24	118–121

В таблице 2.11 приведены нормы по виброускорению (скорректированному), но для разработки виброзащиты необходимо иметь данные о спектральном составе. Поэтому на рисунке 2.16 представлен спектр измеренного уровня виброскорости на рабочем месте машиниста вагона-электростанции. Анализ данных позволяет сделать вывод, что в интервале среднегеометрических частот 2...63 Гц значения превышений по уровню виброскорости над санитарной нормой достигают от 3 до 15 дБ.

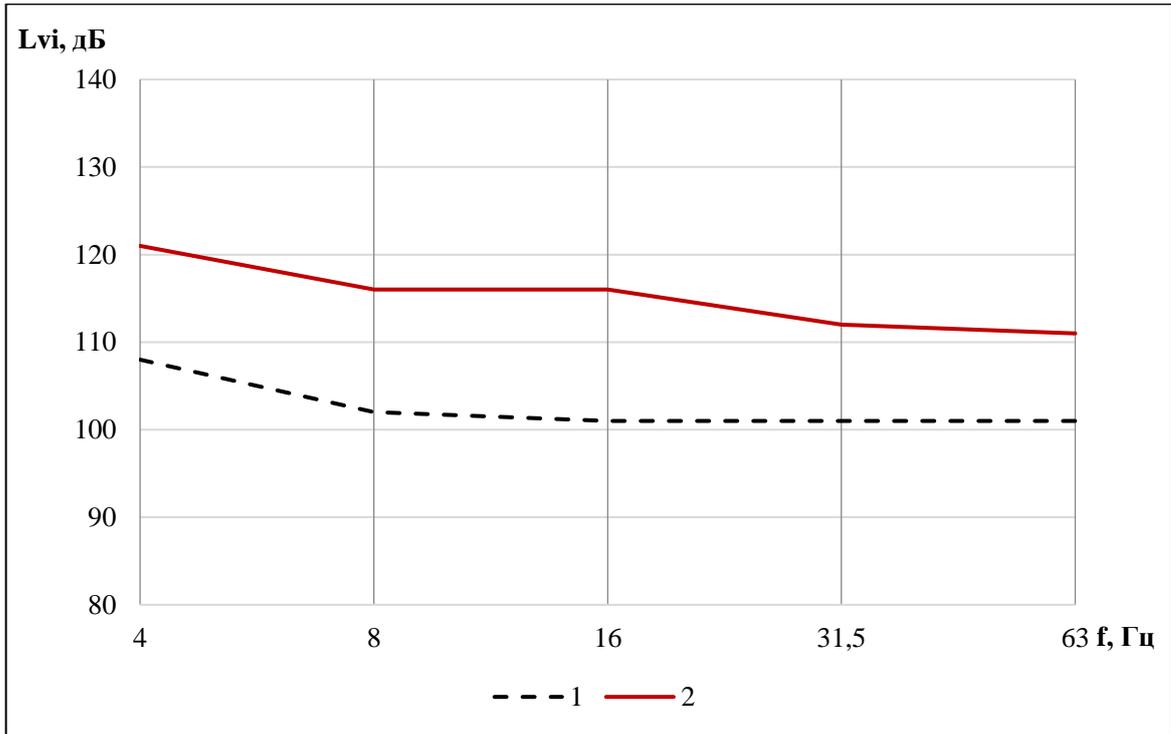


Рисунок 2.16 – Уровни виброскорости на рабочем месте машиниста:

1 – санитарная норма; 2 – фактические значения

На рисунке 2.17 представлена наглядная гистограмма сравнения реальных превышений эквивалентных уровней виброускорения на рабочем месте машиниста вагона-электростанции над установленной санитарной нормой.

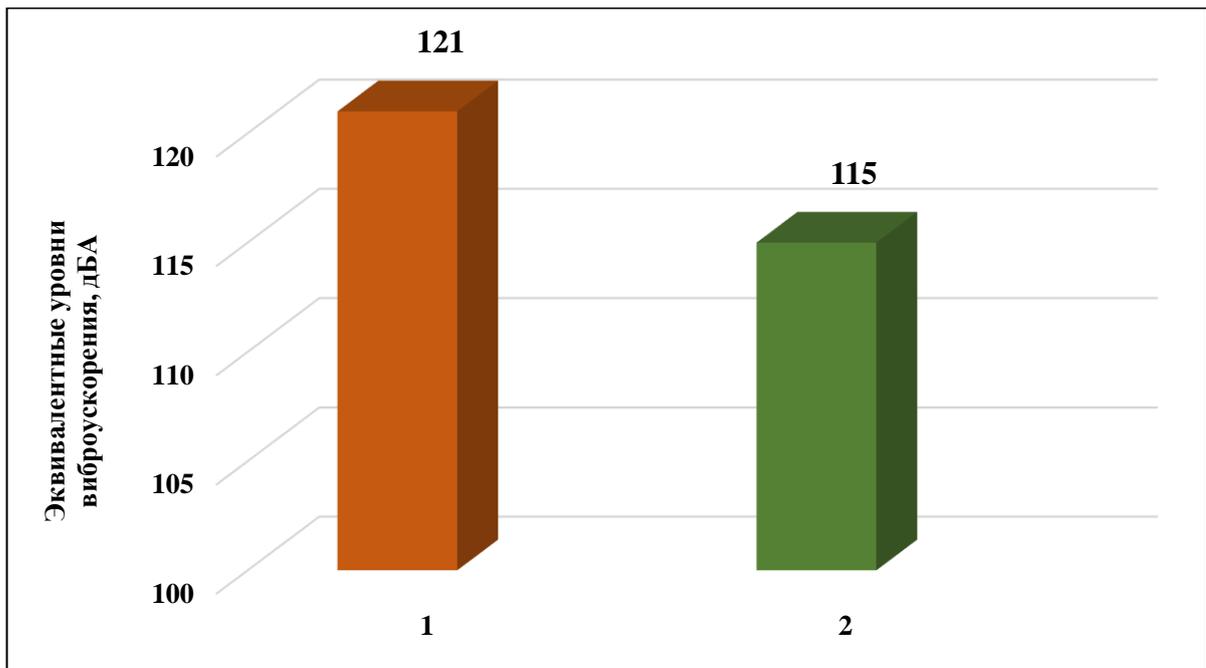


Рисунок 2.17 – Эквивалентные скорректированные уровни виброускорения:

1 – фактические значения; 2 – санитарная норма

Анализ данных показывает, что существует необходимость в снижении воздействия общей вибрации на машиниста на 3...6 дБА.

## 2.5 Выводы по главе

1. Проведенный анализ результатов специальной оценки условий труда и пребывания на рабочих местах и местах отдыха машинистов, работающих внутри-вагона электростанции, позволил установить фактический класс условий труда – 3.1.

2. Выявлено, что основными негативными факторами, влияющими на работников, являются уровни звукового давления и общей вибрации, значительно превышающие установленные санитарные нормы. Величина превышения над предельно допустимыми значениями эквивалентного уровня звука составила 9 дБА, а эквивалентные скорректированные уровни виброускорения оказались превышены на 3...6 дБА.

3. Превышение эквивалентных уровней звука над предельно допустимыми значениями в помещениях вагона-электростанции (см. рисунок 2.1) составило:

- помещение 1 (дизель-генераторное отделение) – 13 дБА;
- помещение 2 (рабочее место машиниста) – 12 дБА;
- помещение 3 (помещение для приема пищи) – 11 дБА;
- помещение 4 (купе для отдыха) – 10 дБА.

Следует отметить, что СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» [214] устанавливает отдельные значения санитарных норм для каждого помещения, в помещениях для приема пищи и купе отдыха необходимые предельно допустимые величины значительно ниже по сравнению с дизель-генераторным отделением, поэтому при фактическом снижении уровней звукового давления от помещения к помещению полученные значения требуемого снижения уровня звука в помещении 4 больше, чем в помещении 1.

4. Проведен анализ результатов экспериментальных исследований шума вагона-электростанции при различных скоростях движения восстановительного

поезда. Выявлено, что при движении восстановительного поезда на различных скоростях движения в помещениях вагона эквивалентный уровень звука возрастает с увеличением скорости движения:

– в помещении 1 (дизель-генераторное отделение):

при скорости 20 км/ч – 18 дБА; 40 км/ч – 21 дБА; 60 км/ч – 26 дБА;

– в помещении 2 (рабочее место машиниста):

при скорости 20 км/ч – 12дБА; 40 км/ч – 14дБА; 60 км/ч – 20дБА;

– в помещении 3 (помещение для приема пищи):

при скорости 20 км/ч – 13 дБА; 40 км/ч – 15 дБА; 60 км/ч – 18 дБА;

– в помещении 4 (купе для отдыха):

при скорости 20 км/ч – 12 дБА; 40 км/ч – 14 дБА; 60 км/ч – 15 дБА.

### **3 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ ВАГОНОВ-ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ**

#### **3.1 Расчет составляющей воздушного шума в помещениях вагона- электростанции восстановительного поезда**

Дизель-генераторы, эксплуатируемые внутри вагонов-электростанций, располагаются вблизи рабочих мест и мест отдыха обслуживающих их машинистов. Звуковое поле, формируемое в замкнутом объеме помещения от дизель-генераторных установок, значительно превышает требуемые предельно допустимые значения, что негативно влияет на безопасность условий труда. Следует отметить, что шум качения от узлов колесных пар вносит в общий звуковой фон не столь значительный вклад, так как во время движения восстановительного поезда ДГУ находятся в неработающем состоянии, а режим эксплуатации дизель-генераторов необходим во время стоянки на местах аварии и работы восстановительного поезда.

Снижение уровня шума возможно путем расчета и проектирования системы звукоизоляции внутри вагона-электростанции, так как такой расчет не затрагивает основные технические характеристики дизель-генератора, в данном случае являющегося источником шума, которые по требованию производителя должны оставаться неизменными.

Компоновка вагона-электростанции представляет собой несколько взаимосвязанных помещений, соединенных внутренними перегородками с дверными проемами для возможности доступа к дизель-генераторам, пультам управления, дополнительному оборудованию. Также внутри вагона могут располагаться помещения для отдыха, приема пищи, рабочие места, оборудованные персональными компьютерами. Эти помещения отделены от дизель-генераторов перегородками с дверными проемами, в результате чего внутри помещения вагона-электростанции формируется звуковое поле.

Технические характеристики системы звукоизоляции внутри вагона-электростанции должны отвечать следующим требованиям [67–70]:

1) звукоизоляция должна проектироваться таким образом, чтобы конструкция дизель-генератора, поступающего от завода-изготовителя, оставалась неизменной;

2) звукоизоляция должна обеспечить значения уровней шума на рабочих местах и местах отдыха машинистов ниже или равные предельно допустимым уровням звука согласно санитарным нормам;

3) технологически данная система должна быть экономически обоснована и конструктивно выполнима.

Учитывая, что звуковое поле формируется во внутреннем замкнутом объеме помещения и происходит отражение звука от поверхностей, находящихся внутри вагона-электростанции (стены, потолок, пол, перегородки и т. д.), необходимо выполнять расчет с применением метода последовательного преобразования звуковых полей [22]. Расчетная схема представлена на рисунке 3.1.

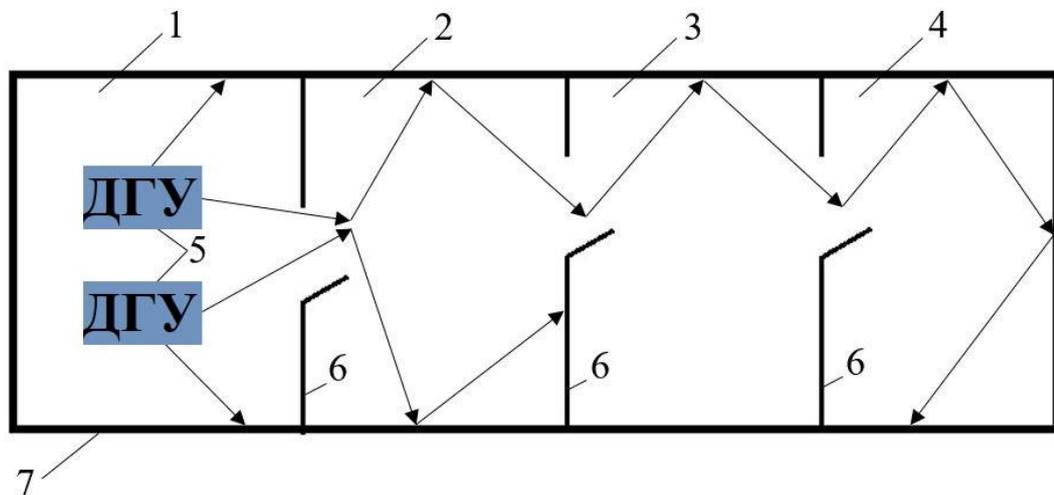


Рисунок 3.1 – Расчетная схема образования шума на рабочих местах и в местах отдыха машинистов, обслуживающих вагон-электростанцию:  
 1 – дизельное отделение (помещение 1); 2 – кабина управления (помещение 2);  
 3 – кухня-салон (помещение 3); 4 – отделение для отдыха (помещение 4);  
 5 – дизель-генераторные установки; 6 – внутренние перегородки;  
 7 – вагон-электростанция

Принятые допущения при расчете:

– во всех помещениях звуковое поле рассматривается диффузным с поправкой;

–  $\Psi_{\text{диф}}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному;

– в первом помещении рассматривается как прямой, так и отраженный звук, в остальных помещениях рассматривается отраженный звук.

Интенсивность шума в первом помещении (шум, падающий на перегородку 1) [22]:

$$I_{\text{пом1}} = 2W_{\text{ист}} \left[ \frac{\chi_{\text{ист}}}{2\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha}_{\text{пом1}})}{\Psi_{\text{пом1}} A_{\text{пом1}}} \right], \text{ Вт/м}^2, \quad (3.1)$$

где  $W_{\text{ист}}$  – акустическая мощность дизель-генераторной установки, Вт;

$\chi_{\text{ист}}$  – коэффициент, учитывающий влияние ближнего поля в тех случаях, когда расстояние меньше удвоенного максимального габарита источника ( $R/l_{\text{max}}$ ), принимают по таблице 3.1, где  $R$  – расстояние от ИШ до перегородки, м;  $l_{\text{max}}$  – максимальный размер ИШ, м;

$r$  – расстояние от источника шума до перегородки между помещениями 1 и 2, м;

$\bar{\alpha}_{\text{пом1}}$  – средний коэффициент звукопоглощения в первом помещении;

$\Psi_{\text{пом1}}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля в помещении 1 к диффузному (таблица 3.2);

$A_{\text{пом1}}$  – эквивалентная площадь звукопоглощения, м<sup>2</sup>:

$$A_{\text{пом}} = \sum_i^n \alpha_i^f S_i, \quad (3.2)$$

где  $\alpha_i^f$  – частотно зависимый коэффициент звукопоглощения  $i$  поверхности ограждения в помещении 1 площадью  $S_i$  (включая поверхности ДГУ);

$n$  – число площадей.

Таблица 3.1 – Значения коэффициента  $\chi_{\text{ист}}$ .

$R/l_{\text{max}}$	$\chi_{\text{ист}}$	$10\lg\chi_{\text{ист}}, \text{дБ}$
0,6	3	5
0,8	2,5	4
1,0	2	3
1,5	1,25	1
2	1	0

Таблица 3.2 – Значения коэффициента  $\Psi_{\text{пом}}$ .

$\alpha_{\text{пом}}$	$\Psi_{\text{пом}}$	$10\lg\Psi_{\text{пом}}, \text{дБ}$
0,2	1,25	1
0,4	1,5	2
0,5	2,0	3
0,6	2,5	4

Звуковая мощность, излучаемая перегородкой 1 в помещение 2, представлена следующей формулой:

$$W_{\text{изл}} = I_{\text{пом1}} S_{\text{пер1}} \bar{\tau}_{\text{пер1}}, \text{ Вт}, \quad (3.3)$$

где  $S_{\text{пер1}}$  – площадь перегородки 1,  $\text{м}^2$ ;

$\bar{\tau}_{\text{пер1}}$  – приведенная (средняя) звукопроводность перегородки 1 (на практике используется приведенная звукоизоляция, связанная с звукопроводностью):

$$\bar{\text{ЗИ}} = 10 \lg \frac{1}{\bar{\tau}}, \text{ дБ}. \quad (3.4)$$

Значение приведенной звукоизоляции для перегородки:

$$\bar{\text{ЗИ}}_{\text{пер}} = 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{\sum_i^m S_{\text{пер}i} 10^{0,13\text{ЗИ}_{\text{пер}i}}}, \quad (3.5)$$

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

$S_{\text{пер}i}$  – площадь  $i$ -го элемента перегородки (дверь, сплошная стена прочее),  $\text{м}^2$ , звукоизоляция которой составляет  $\text{ЗИ}_{\text{пер}i}$ , дБ;

$m$  – число элементов перегородки с разной звукоизоляцией.

Интенсивность звука в помещении 2 (принимается допущение о том, что звуковое поле создается отражением):

$$I_{\text{пом}2} = \frac{4W_{\text{изл}1}(1-\bar{\alpha}_{\text{пом}2})}{\Psi_{\text{пом}2}A_{\text{пом}2}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.6)$$

где  $\bar{\alpha}_{\text{пом}2}$  – средний коэффициент звукопоглощения во втором помещении;

$\Psi_{\text{пом}2}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному во втором помещении;

$A_{\text{пом}2}$  – эквивалентная площадь звукопоглощения во втором помещении, м<sup>2</sup>.

Звуковая мощность, излучаемая перегородкой 2 в третье помещение:

$$W_{\text{изл}2} = I_{\text{пом}2}S_{\text{пер}2}\bar{\tau}_{\text{пер}2}, \text{ Вт}, \quad (3.7)$$

где  $S_{\text{пер}2}$  – площадь перегородки 2, м<sup>2</sup>;

$\bar{\tau}_{\text{пер}2}$  – приведенная звукопроводимость перегородки 2.

Интенсивность звука в помещении 3:

$$I_{\text{пом}3} = \frac{4W_{\text{изл}2}(1-\bar{\alpha}_{\text{пом}3})}{\Psi_{\text{пом}3}A_{\text{пом}3}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.8)$$

где  $\bar{\alpha}_{\text{пом}3}$  – средний коэффициент звукопоглощения в помещении 3;

$\Psi_{\text{пом}3}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному в третьем помещении;

$A_{\text{пом}3}$  – эквивалентная площадь звукопоглощения в третьем помещении, м<sup>2</sup>.

Звуковая мощность, излучаемая перегородкой 3 в четвертое помещение:

$$W_{\text{изл}3} = I_{\text{пом}3}S_{\text{пер}3}\bar{\tau}_{\text{пер}3}, \text{ Вт}, \quad (3.9)$$

где  $S_{\text{пер}3}$  – площадь перегородки 3, м<sup>2</sup>;

$\bar{\tau}_{\text{пер}3}$  – приведенная звукопроводимость перегородки 3.

Интенсивность звука в расчетной точке помещения 4:

$$I_{\text{РТ}} = \frac{4W_{\text{изл}3}(1-\bar{\alpha}_{\text{пом}4})}{\Psi_{\text{пом}4}A_{\text{пом}4}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.10)$$

где  $\bar{\alpha}_{\text{пом}4}$  – средний коэффициент звукопоглощения в помещении 4;

$\Psi_{\text{пом4}}$  – коэффициент, показывающий степень приближения звукового поля к диффузному в четвертом помещении;

$A_{\text{пом4}}$  – эквивалентная площадь звукопоглощения в четвертом помещении, м<sup>2</sup>.

Подставляя выражения (3.1), (3.3), (3.6)–(3.9) в (3.10), получим:

$$I_{\text{PT}} = 2W_{\text{ист}} \left[ \frac{\chi_{\text{ист}}}{2\pi r^2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом1}})}{\Psi_{\text{пом1}} A_{\text{пом1}}} \right] \times \frac{S_{\text{пер1}} \bar{\tau}_{\text{пер1}}^{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом2}})} S_{\text{пер2}} \bar{\tau}_{\text{пер2}}^{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом3}})} S_{\text{пер3}} \bar{\tau}_{\text{пер3}}^{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом4}})}}{\Psi_{\text{пом2}} A_{\text{пом2}} \Psi_{\text{пом3}} A_{\text{пом3}} \Psi_{\text{пом4}} A_{\text{пом4}}}. \quad (3.11)$$

Разделим обе части уравнения (3.11) на стандартный шумовой порог интенсивности звука  $I_0 = 10^{-12}$  Вт/м<sup>2</sup> и прологарифмируем обе части, сделав преобразование с учетом (3.4), получим уровни звукового давления в расчетной точке:

$$L_{\text{PT}} = L_{W_{\text{ист}}} + 10 \lg \left[ \frac{\chi_{\text{ист}}}{2\pi r^2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом1}})}{\Psi_{\text{пом1}} A_{\text{пом1}}} \right] + \\ + 10 \lg \frac{S_{\text{пер1}}}{A_{\text{пом2}}} - \bar{3}\bar{И}_{\text{пер1}} - 10 \lg \Psi_{\text{пом2}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом2}}) + \\ + 10 \lg \frac{S_{\text{пер2}}}{A_{\text{пом3}}} - \bar{3}\bar{И}_{\text{пер2}} - 10 \lg \Psi_{\text{пом3}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом3}}) + \\ + 10 \lg \frac{S_{\text{пер3}}}{A_{\text{пом4}}} - \bar{3}\bar{И}_{\text{пер3}} - 10 \lg \Psi_{\text{пом4}} + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{\text{пом4}}) + 10 \lg(2 \cdot 4^3), \text{дБ}, \quad (3.12)$$

где  $L_{W_{\text{ист}}}$  – уровни акустической мощности источника, дБ.

Значение  $L_{W_{\text{ист}}}$  можно пересчитать в  $L_{\text{ист}}$  следующим образом:

$$L_{\text{ист}} = L_{W_{\text{ист}}} - 10 \lg \frac{S}{S_0}, \text{дБ} \quad (3.13)$$

где  $S$  – площадь условной измерительной поверхности вокруг источника шума – ДГУ – на расстоянии 1 м от поверхности ДГУ.

Пошаговый расчет ожидаемых уровней звукового давления на рабочих местах машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда (таблица 3.3) [3, 218–221].

Таблица 3.3 – Расчет ожидаемых УЗД на рабочих местах

Значения, параметры и пр.	Рассчитанные УЗД, дБ, значения параметров в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{ист}$ (эксперимент)	102	104	101	101	98	93	85	82
$\bar{\alpha}_{пом1}$	0,1	0,15	0,18	0,2	0,25	0,27	0,25	0,25
$\Psi_{пом1}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$A_{пом1}$	16,4	24,6	29,5	32,8	41,0	44,0	41,0	41,0
$10 \lg \left[ \frac{X_{ист}}{2\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha}_{пом1})}{\Psi_{пом1} A_{пом1}} \right]$ , дБ	-5	-7	-7,5	-8	-8,5	-9	-8,5	-8,5
$-\bar{ЗИ}_{пер1}$ (эксперимент)	-5	-6	-5	-7	-7	-8	-8	-9
$\bar{\alpha}_{пом2}$	0,08	0,12	0,15	0,22	0,24	0,25	0,3	0,21
$\Psi_{пом2}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$A_{пом2}$	4,5	6,7	8,4	12,3	13,4	14	16,8	15
$10 \lg \frac{S_{пер1}}{A_{пом2}}$ , дБ	3,6	3,4	1	-0,7	-1	-1	-2	-1,5
$-10 \lg \Psi_{пом2}$ , дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{пом2})$	-0,5	-0,5	-0,7	-0,8	-1,2	-1,2	-1,5	-0,8
$-\bar{ЗИ}_{пер2}$ (эксперимент)	-7	-6	-8	-11	-12	-9	-10	-10
$\bar{\alpha}_{пом3}$	0,09	0,11	0,16	0,2	0,25	0,25	0,29	0,25
$\Psi_{пом3}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$A_{пом3}$	3,7	4,5	5,5	8,2	10,2	10,2	11,9	10,8
$10 \lg \frac{S_{пер2}}{A_{пом3}}$ , дБ	4,5	3,6	2,8	1	0	0	-0,5	0
$-10 \lg \Psi_{пом3}$ , дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{пом3})$	-0,5	-0,5	-0,7	-0,8	-1,2	-1,2	-1,5	-1,2
$\bar{\alpha}_{пом4}$	0,12	0,15	0,2	0,25	0,29	0,33	0,3	0,25
$\Psi_{пом4}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$A_{пом4}$	5,4	6,7	9,0	11,2	13,5	14,0	13,5	11,2
$10 \lg \frac{S_{пер3}}{A_{пом4}}$ , дБ	2,8	2,0	0,6	-0,3	-1,1	-1,2	1,1	-0,4
$-\bar{ЗИ}_{пер3}$	-5	-6	-6	-6	-7	-7	-7	-5
$-10 \lg \Psi_{пом4}$ , дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{пом4})$	-0,5	-0,7	-1	-1,2	-1,5	-1,7	-1,5	-1,2
$10 \lg 2 \cdot 4^3$ , дБ	18	18	18	18	18	18	18	18
$L_{РТ1}$ (норма)	83	74	68	63	60	57	55	54
$L_{РТ2}$ (расчет)	95	86	83	72	65	61	52	47
$L_{РТ3}$ (эксперимент)	93	84	86	75	68	64	55	50

Выведенные аналитические зависимости построены на основании параметров дизель-генераторов, компоновок различных вагонов-электростанций,

расположения источников шума относительно рабочих мест, мест отдыха и приема пищи машинистов, работающих внутри вагона-электростанции. По результатам расчета, приведенным в таблице 3.3, произведен сравнительный анализ предельно допустимых уровней звукового давления в октавных полосах частот на рабочих местах и местах размещения машинистов специального подвижного состава с расчетными значениями и экспериментальными данными. Как показали данные анализа, в диапазоне 63...250 Гц превышения достигают 14 дБ. В диапазоне 500...2000 Гц происходит спад уровней звукового давления с 8 дБ до 4 дБ. И только в области высоких частот (4000...8000 Гц) превышения над санитарной нормой отсутствуют. Таким образом, требуемое снижение уровней звукового давления в диапазоне частот 63 ...2000 Гц составляет от 4 до 14 дБ. Для обеспечения санитарных норм рекомендуется увеличить звукоизоляцию внутренних перегородок с помощью эффективных звукоизоляционных материалов.

Сравнительный анализ полученных в ходе эксперимента результатов с данными расчета показал хорошую сходимость (отклонение составило не более 2...3 дБ). Приведенные выражения применимы на этапе проектирования новых вагонов-электростанций, а также на этапе модернизации существующих, так как позволяют оценить необходимую звукоизоляцию и привести фактические значения уровней звукового давления в соответствие предельно допустимым нормам.

### **3.2 Расчет общей вибрации в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда**

Вагоны-электростанции восстановительных поездов зачастую могут формироваться из почтово-багажных, грузовых крытых или рефрижераторных переформированных вагонов подвижного состава. Помещение вагона-электростанции такой конструкции представляет собой только стены с окнами и пол, а перегородки могут отсутствовать изначально или быть демонтированы. Количество ДГУ в составе вагона при этом может быть максимальным, а такое оборудование, как слесарный стол или настольный станок, может быть не

изолировано от дизельного отделения, соответственно, рабочие места находятся в непосредственном контакте с дизель-генераторами. Устройство рамы и пола вагона представлено на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Устройство рамы и пола вагона-электростанции

На данном рисунке представлена стандартная схема рамы и пола. Уровни общей вибрации на рабочем месте машиниста вагона-электростанции, значительно превышающие санитарные нормы, возникают вследствие виброакустического воздействия, обусловленного работой находящихся внутри дизель-генераторных установок. В связи со спецификой данных источников шума не представляется возможным исключить их негативное влияние путем конструктивного вмешательства в их устройство. Дизель-генераторная установка находится внутри вагона-электростанции и располагается на полу, т. е. несущая рама является единой и для рабочего места машиниста, и для источника звука. В этом случае следует учесть, что пол является наиболее вибронегруженным элементом по степени прохождения вибрации.

Стандартная стойка кресла машиниста представляет собой две металлические пластины с цилиндрической стойкой посередине, в которой установлен механизм подъема сиденья (рисунок 3.3). Такая конструкция кресла не снижает воздействия колебаний на опорно-двигательный аппарат машиниста.



Рисунок 3.3 – Пример стандартной стойки кресла машиниста вагона-электростанции

Для расчета вибраций конструкции использованы энергетические методы при следующем допущении, что энергетические потоки во всех вертикальных стойках одинаковы [120, 200].

$$\delta_i S_i q_i + \sum \alpha_{ij} l_{ij} q_i = \sum \alpha_{ij} l_{ij} q_j + \sum N_i, \quad (3.14)$$

где  $q_i$  – поток вибрационной мощности в соответствующем элементе кузова, Вт/м;

$l_{ij}; l_{ji}$  – длина линии контакта между элементами кузова, м;

$\alpha_{ij}; \alpha_{ji}$  – коэффициент передачи потоков вибрационной мощности между элементами кузова;

$\delta_i$  – коэффициент поглощения вибрационной мощности в элементах кузова, 1/м;

$S_i$  – площадь соответствующего элемента кузова, м<sup>2</sup>;

$N_i$  – вводимая вибрационная мощность от соответствующего источника шума, Вт.

Учитывая данные параметры, приведем уравнение энергетического баланса к следующему виду, описывающему данный объект исследования

$$(\delta_1 S_1 + 4\delta_2 S_2) q_1 = 4\alpha_{21} l_{21} q_2 + N_n(1 - n),$$

$$\begin{aligned}(\delta_2 S_2 + 4\alpha_{21} + 4\alpha_{23})q_2 &= \alpha_{12}l_{12}q_1 + \alpha_{32}l_{32}q_3, \\ (\delta_3 S_3 + 4\alpha_{32})q_3 &= 4\alpha_{23}l_{23}q_2.\end{aligned}\quad (3.15)$$

Длина линии контакта между верхней и нижней пластинами и вертикальными стойками определяется как  $l_2 = \pi d$ , где  $d$  – диаметр стойки, м. В этом случае система уравнений (3.15) примет вид:

$$\begin{aligned}(\delta_1 S_1 + 12,4d)q_1 &= 12,4dq_2 + N(1 - n), \\ [\delta_2 \pi dl + 4(\alpha_{21} + \alpha_{23})]q_2 &= \alpha_{12} \pi dq_1 + \alpha_{32} \pi dq_3, \\ (\delta_3 S_3 + 4\alpha_{32})q_3 &= 12,4\alpha_{23}q_2.\end{aligned}\quad (3.16)$$

Выполнив преобразования, получим потоки вибрационной мощности:

$$\begin{aligned}q_1 &= 1,6\eta_1 f_1 S_1 h_1 \rho_1 V_1^2; \\ q_2 &= 5\eta_2 f_2 dl_2 V_2; \\ q_3 &= 1,6\eta_3 f_3 S_3 h_3 \rho_3 V_3^2,\end{aligned}\quad (3.17)$$

где  $\eta_i$  – коэффициент потерь колебательной энергии соответствующего элемента;

$f_i$  – собственные частоты колебаний, Гц;

$h_i$  – толщина пластины, м;

$\rho_i$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;

$V_i$  – скорость колебаний, м/с;

$\delta = \frac{f\eta}{C_{и}}$ , где  $C_{и}$  – длина изгибной волны, м.

Для пластин длина изгибной волны равна:

$$C_{и} = 1,8\sqrt{h_i f^4 \frac{E}{\rho}}, \quad (3.18)$$

где  $E$  – модуль упругости, Па.

Для вертикальных стоек с учетом того, что они изготавливаются из стали:

$$C_{и} = 6 \cdot 10^3 \sqrt{df}. \quad (3.19)$$

Скорости колебаний определяются исходя из энергетических потоков:

$$\begin{aligned}
 V_1 &= \sqrt{\frac{q_1}{1,6\eta_1 f_1 S_1 h_1 \rho_1}}; \\
 V_2 &= \sqrt{\frac{q_2}{5\eta_2 f_2 d l_2}}; \\
 V_3 &= \sqrt{\frac{q_3}{1,6\eta_3 f_3 S_3 h_3 \rho_3}}.
 \end{aligned}
 \tag{3.20}$$

Для расчета вводимой в кресло вибрационной мощности целесообразно использовать уровни виброскорости на полу, измеренные экспериментально на частотах 2, 4, 8, 16, 31,5 и 63 Гц. Тогда вводимая вибрационная мощность будет равна:

$$N = V_i m_{кр} q = 9,8 m_{кр} \cdot 5 \cdot 10^{0,05 L_{vi}^{-8}} = 4,8 m_{кр} 10^{0,05 L_{vi}^{-7}}, \tag{3.21}$$

где  $m_{кр}$  – масса кресла, кг;

$L_{vi}$  – уровни виброскорости на вышеуказанных частотах, дБ.

Собственные частоты колебаний определяются следующими зависимостями [82]:

– для пластин:

$$f_{mn} = 0,4h \sqrt{\frac{E}{3\rho(1-\mu^2)} \left( \frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right)}, \tag{3.22}$$

где  $m, n$  – коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний;

$\mu$  – коэффициент Пуассона;

$l_1$  и  $l_2$  – длина и ширина пластины, м;

– для вертикальных стоек, как цилиндрических стальных элементов на двух опорах:

$$f_2 = 8 \cdot 10^3 d \left( \frac{k}{l} \right)^2, \tag{3.23}$$

где  $k$  – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний;

$l$  – длина стойки, м.

### 3.3 Выводы по главе

1. Для вагона-электростанции восстановительного поезда разработана расчетная схема определения шума на рабочем месте и в местах отдыха машинистов, обслуживающих вагон-электростанцию, учитывающая акустические свойства, геометрические размеры и особенности компоновки помещений.

2. Разработана методика расчета ожидаемых уровней шума в различных помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда и определения требуемых характеристик звукоизоляции внутренних перегородок вагона-электростанции. Сравнение результатов проведенных расчетов и экспериментальных данных показало сходимость полученных значений, которая не превышает 2...3 дБ.

3. Уточнена модель возбуждения вибрации в стойке кресла машиниста вагона-электростанции от работающей дизель-генераторной установки, расположенной на единой несущей раме. Учтены геометрические параметры элементов стойки кресла, особенности ее закрепления. На основе энергетических методов, получены аналитические зависимости, позволяющие определить потоки вибрационной мощности, скорости колебаний, вводимую вибрационную мощность и на этом основании произвести расчет собственных частот колебаний основных элементов конструкции кресла.

## 4 МЕТОДИКА И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

### 4.1 Методика проведения экспериментальных исследований шума и вибрации вагонов-электростанций

На первом этапе были определены измерительные точки, где необходимо было измерить шум и общую вибрацию (рисунок 4.1) [222].

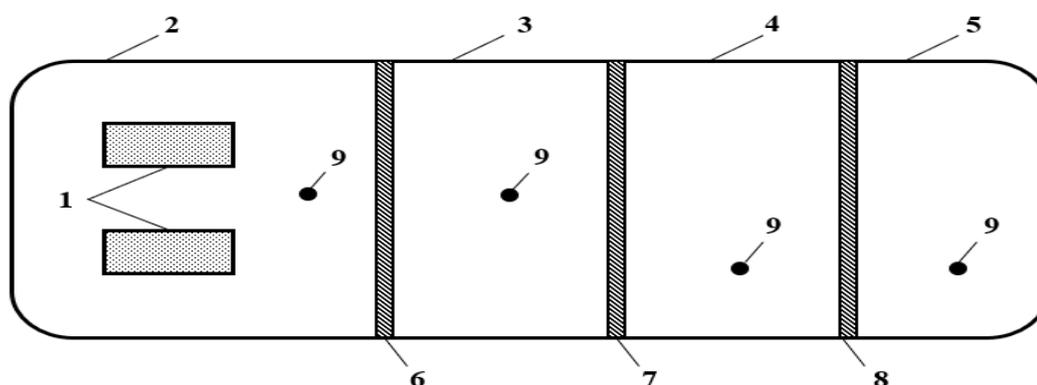


Рисунок 4.1 – Схема для определения шума на рабочем месте и в местах отдыха машинистов, обслуживающих вагон-электростанцию:  
 1 – источник шума (дизель-генераторные установки); 2 – дизельное отделение (помещение 1); 3 – служебное помещение (помещение 2); 4 – кухня-салон (помещение 3); 5 – купе для отдыха (помещение 4); 6 – перегородка 1; 7 – перегородка 2; 8 – перегородка 3; 9 – измерительные точки

Измерения проводились на рабочих местах и местах отдыха машинистов вагона-электростанции восстановительных поездов (г.г. Ростов-на-Дону, Армавир, Туапсе, Тихорецк), маршрутная скорость движения которых не превышает 40...60 км/ч.

Для измерений были отобраны вагоны дизель-электростанции серии ПЭ1, ПЭ, ПЭ6, ПЭ6М с дизель-генераторными установками серии У18-2ГС-КВ и АД-200Т/400-А2 мощностью по 200 кВт (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Характеристики дизель-генераторных установок

Параметры	Вагон-электростанция восстановительного поезда	
Тип ДГУ	У18-2ГС-КВ	АД-200Т/400-А2
Количество дизель-генераторов, шт.	2...3	2...3
Мощность ДГУ, кВт	200	200
Общая мощность, кВт	400...600	400...600

Исследования виброакустических характеристик вагонов дизель-электростанций выполнялись с учетом должностных инструкций, разработанных для машинистов вагонов-электростанций, учитывались рабочие смены с пересчетом на стандартную рабочую неделю в 40 часов, нормативные санитарно-гигиенические характеристики условий труда на рабочих местах и местах отдыха машинистов [200].

Средства измерения, использованные при проведении экспериментальных исследований, взяты в научно-производственном центре «Охрана труда» ФГБОУ ВО РГУПС и прошли поверку согласно методике поверки МП 4381-002-76596538-05, калибровку, а погрешность измерения не превышает допустимую, о чем свидетельствует аттестат аккредитации (рисунок 4.2).

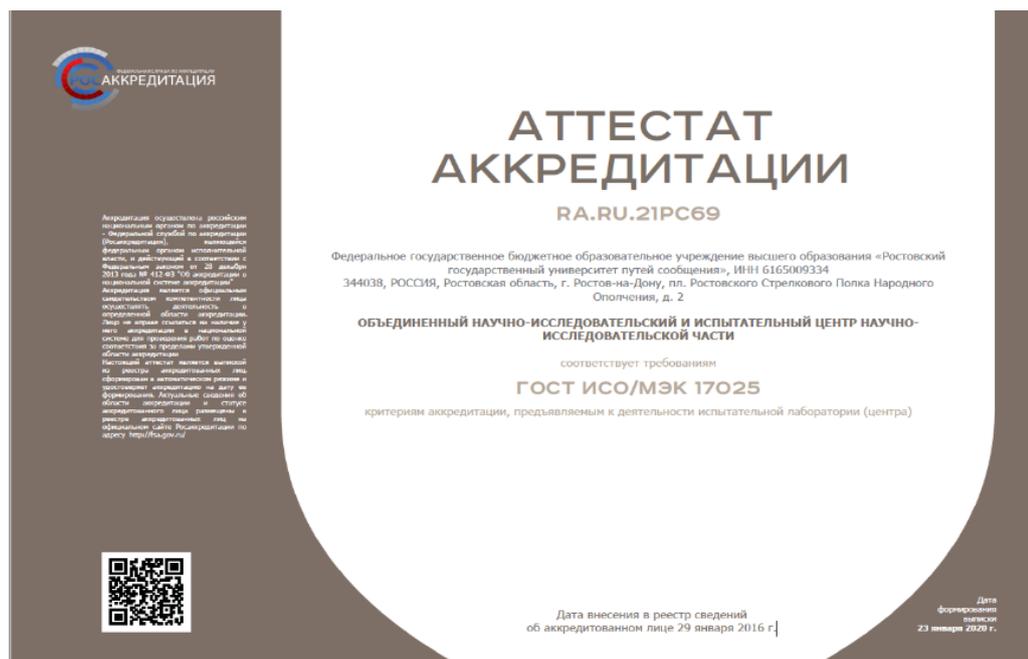


Рисунок 4.2 – Аттестат аккредитации НПЦ «Охрана труда»

Измерения шума и вибрации выполнялись при открытых и закрытых дверях дизель-генераторного отделения, отделения для сна, отдыха и приема пищи, а также на рабочих местах с наличием и без персональных компьютеров. Микрофон шумомера при измерении на рабочих местах и местах отдыха машинистов располагался между источником шума и человеком в диапазоне расстояния 0,1...0,4 м до органа слуха работника, как и положено согласно ГОСТ Р ИСО 9612-2013 «Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах» и другой нормативной документации [214, 215, 223–235]. Применялась стратегия измерения на основе рабочей операции, основанная на измерениях, которые позволяют получить информацию о вкладе разных операций в шумовое воздействие за смену [223].

Экспериментальные исследования включали следующие факторы, вносящие основные источники шума:

- воздушный шум от дизель-генераторных установок (при стоянке);
- шум качения от системы «колесо – рельс» (при движении).

Цель: установить уровни звука, уровни звукового давления.

Количество следующих друг за другом измерений составляло не менее пяти при затрачиваемом времени на каждое измерение 5 минут [200]. Измерения шума выполнялись в нормируемом диапазоне частот 31,5...8000 Гц. Вибрации измерялись акселерометром с магнитным креплением на рабочих местах машинистов.

Виброакустические характеристики измерялись с помощью следующих средств измерения: анализатор спектра ОКТАВА-110А, измеритель вибрации ОКТАВА-101ВМ, измеритель шума и вибрации «Ассистент» (рисунки 4.3–4.5) [200].



Рисунок 4.3 – Анализатор спектра ОКТАВА-110А-ЭК



Рисунок 4.4 – Измеритель общей и локальной вибрации ОКТАВА-101ВМ



Рисунок 4.5 – Измеритель шума и вибрации «Ассистент»

#### **4.2 Методика проведения экспериментов по определению звукоизоляции внутренних ограждений**

Интенсивным источником внутреннего шума в помещениях вагона-электростанции являются дизель-генераторы, находящиеся в первом помещении, называемом дизель-генераторным отсеком. Снизить интенсивность воздействия воздушного шума возможно конструкцией системы звукоизоляции перегородки, которая отделяет дизель-генераторное помещение и кабину управления от рабочего места машиниста вагона-электростанции. Акустическую эффективность системы возможно определить широко известным методом «прозвучивания» [45, 53, 164]. Данный метод заключается в том, что используется искусственный источник шума, который создает звуковое поле. Схема, которая используется при измерении воздушного шума данным методом, представлена на рисунке 4.6.

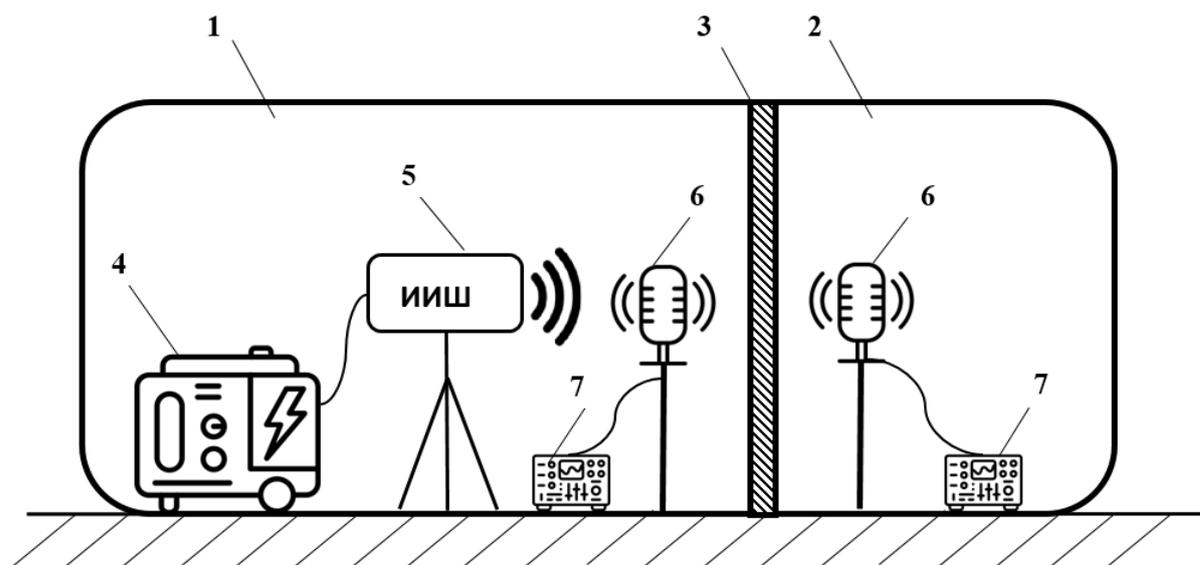


Рисунок 4.6 – «Прозвучивание» элементов перегородок вагона-электростанции  
восстановительного поезда:

1 – дизельное отделение; 2 – служебное помещение; 3 – внутренняя звукоизолируемая перегородка; 4 – звуковой генератор; 5 – искусственный источник шума; 6 – микрофон; 7 – шумомер

Источник шума устанавливается в 2, а микрофоны устанавливаются в 1 и 2 перед испытываемой перегородкой. Число измерений – не менее трех в каждом помещении. Звукоизоляция определяется по формуле:

$$\overline{ЗИ} = \bar{L}_2 - \bar{L}_1, \text{ дБ}, \quad (4.1)$$

где  $L_1, L_2$  – усредненные уровни звукового давления соответственно в помещениях 1 и 2, дБ.

Данный метод позволяет экспериментально определить усредненные ( $\overline{ЗИ}$ ) значения звукоизоляции перегородки.

Усредненные уровни звукового давления в каждом помещении определяются по формуле:

$$\bar{L}_i = \frac{\sum_{n=1}^3 L_i}{n}, \text{ дБ}, \quad (4.2)$$

где  $L_i$  – значение  $i$ -го измерения, дБ;

$n$  – число измерений ( $n = 3$ ).

### 4.3 Обработка результатов измерений

Экспериментальные исследования основаны на известных методах измерений, но, как известно, любое измерение невозможно провести с абсолютным отсутствием погрешности. Методика проведения измерений, описанная в данной главе, является измерением, относящимся к многократным прямым. Поэтому одной из главных задач экспериментальных исследований является оценка точности и достоверности проведенных измерений. Необходимо исключить влияние грубой ошибки на результаты измерения и, если по результатам анализа по каждой октаве разброс погрешности составит более  $\pm 3$  дБ, – исключить данные результаты [22]. При измерении виброакустических характеристик внутри вагона-электростанции было выбрано четыре точки измерения. Каждой точке соответствует свой ряд измерения (таблица 4.2) по расчетным точкам. Оценка показателя эквивалентного общего уровня звукового давления (по характеристике шумомера «линейная») была произведена в дизельном отделении (помещение 1), на рабочем месте машиниста вагона-электростанции – в служебном помещении (помещение 2), в месте отдыха – кухне-салоне (помещение 3), в купе – отделении для отдыха (помещение 4).

#### 4.3.1 Алгоритм верификации

Таблица 4.2 – Сводная таблица алгоритма

Показатель	Эквивалентный общий уровень звукового давления, дБ (по характеристике шумомера «линейная»)			
Диапазон	От 80 дБ до 100 дБ.			
Метод	Метод прямых измерений с использованием СИ утвержденного типа.			
Номер ряда измерений	1	2	3	4
Наименование ряда измерения	Дизельное отделение (помещение 1)	Рабочее место машиниста вагона-электростанции – служебное помещение (помещение 2)	Место отдыха – кухня-салон (помещение 3).	Купе – отделение для отдыха (помещение 4)

Определение уровня звукового давления (далее – УЗД)  $L_{p,eq,m}$  для  $m$ -го интервала выполняем по формуле:

$$L_{p,eq,m} = 10 \cdot \lg \left( \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0,1 \cdot L_{p,eq,m,i}} \right), \quad (4.3)$$

где  $L_{p,eq,m}$  – УЗД интервала;

$L_{p,eq,m,i}$  – результаты однократных измерений УЗД для интервала;

$N$  – количество измерений;

$m$  – номер интервала;

$i$  – номер измерения на интервале.

Определение УЗД  $L_{p,eq,T_0}$  за период оценки  $T_0$  выполняем по результатам определения УЗД на  $m$  интервалах  $L_{p,eq,m}$  и установленным продолжительностям интервалов  $T_0$  по формуле:

$$L_{p,eq,T_0} = 10 \cdot \lg \left( \sum_{m=1}^m \frac{T_m}{T_0} 10^{0,1 \cdot L_{p,eq,m}} \right). \quad (4.4)$$

Регистрируем результаты однократных измерений УЗД для каждого интервала в каждой расчетной точке (таблицы 4.3–4.6).

Таблица 4.3 – Результаты измерений в дизельном отделении (помещение 1)

Номер интервала	$L_{p,eq,m,1}$	$L_{p,eq,m,2}$	$L_{p,eq,m,3}$
1	100,2	101,5	100,7
2	101,1	100,6	100,9
3	100,7	100,0	101,3
4	99,8	99,5	100,0
5	99,3	99,8	99,0
6	98,8	99,2	98,6
7	99,5	99,1	98,9
8	98,3	98,6	99,2

Таблица 4.4 – Результаты измерений в служебном помещении (помещение 2)

Номер интервала	$L_{p,eq,m,1}$	$L_{p,eq,m,2}$	$L_{p,eq,m,3}$
1	94,4	94,8	95,6
2	95,1	94,7	95,1
3	94,8	95,3	95,3
4	96,2	96,4	95,7
5	96,3	96,0	95,1
6	95,4	95,7	94,9
7	95,6	96,8	96,2
8	95,5	96,1	94,9

Таблица 4.5 – Результаты измерений в кухне-салоне (помещение 3)

Номер интервала	$L_{eq,m,1}$	$L_{eq,m,2}$	$L_{eq,m,3}$
1	85,4	83,8	84,5
2	84,8	85,3	84,2
3	84,4	85,0	85,4
4	85,7	84,9	85,1
5	85,4	85,0	84,4
6	85,7	85,1	84,9
7	85,8	84,2	85,2
8	84,9	84,2	85,5

Таблица 4.6 – Результаты измерений в отделении для отдыха (помещение 4)

Номер интервала	$L_{vq,m,1}$	$L_{vq,m,2}$	$L_{vq,m,3}$
1	81,1	80,4	82,1
2	82,2	82,5	80,7
3	80,4	81,5	82,1
4	81,3	82,4	82,0
5	81,7	82,6	81,2
6	82,2	82,6	81,7
7	81,8	81,1	82,3
8	80,5	82,3	81,4

Определяем УЗД для каждого интервала для каждого рабочего места. А также УЗД за период оценки  $T_0$  для каждого рабочего места.

*Результаты измерений в дизельном отделении (помещение 1):*

$$1. L_{p,eq,1} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 100,2} + 10^{0,1 \cdot 101,5} + 10^{0,1 \cdot 100,7}}{3} \right) = 100,83 \text{ дБА.}$$

$$2. L_{p,eq,2} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 101,1} + 10^{0,1 \cdot 100,6} + 10^{0,1 \cdot 100,9}}{3} \right) = 100,87 \text{ дБА.}$$

$$3. L_{p,eq,3} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 100,7} + 10^{0,1 \cdot 100,0} + 10^{0,1 \cdot 101,3}}{3} \right) = 100,70 \text{ дБА.}$$

$$4. L_{p,eq,4} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 99,8} + 10^{0,1 \cdot 99,5} + 10^{0,1 \cdot 100,0}}{3} \right) = 99,77 \text{ дБА.}$$

$$5. L_{p,eq,5} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 99,3} + 10^{0,1 \cdot 99,8} + 10^{0,1 \cdot 99,0}}{3} \right) = 99,38 \text{ дБА.}$$

$$6. L_{p,eq,6} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 98,8} + 10^{0,1 \cdot 99,2} + 10^{0,1 \cdot 98,6}}{3} \right) = 98,87 \text{ дБА.}$$

$$7. L_{p,eq,7} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 99,5} + 10^{0,1 \cdot 99,1} + 10^{0,1 \cdot 98,9}}{3} \right) = 99,17 \text{ дБА.}$$

$$8. L_{p,eq,8} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 98,3} + 10^{0,1 \cdot 98,6} + 10^{0,1 \cdot 99,2}}{3} \right) = 98,72 \text{ дБА.}$$

$$L_{p,eq,T_0} = 10 \cdot \lg \left( \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 100,83} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 100,87} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 100,70} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 99,77} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 99,38} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 98,87} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 99,17} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 98,72} \right) = 99,87 \approx 99,9 \text{ дБА.}$$

*Результаты измерений в служебном помещении (помещение 2):*

$$1. L_{p,eq,1} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 94,4} + 10^{0,1 \cdot 94,8} + 10^{0,1 \cdot 95,6}}{3} \right) = 94,96 \text{ дБА.}$$

$$2. L_{p,eq,2} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 95,1} + 10^{0,1 \cdot 94,7} + 10^{0,1 \cdot 95,1}}{3} \right) = 94,97 \text{ дБА.}$$

$$3. L_{p,eq,3} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 94,8} + 10^{0,1 \cdot 95,3} + 10^{0,1 \cdot 95,3}}{3} \right) = 95,14 \text{ дБА.}$$

$$4. L_{p,eq,4} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 96,2} + 10^{0,1 \cdot 96,4} + 10^{0,1 \cdot 95,7}}{3} \right) = 96,11 \text{ дБА.}$$

$$5. L_{p,eq,5} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 96,3} + 10^{0,1 \cdot 96,0} + 10^{0,1 \cdot 95,1}}{3} \right) = 95,83 \text{ дБА.}$$

$$6. L_{p,eq,6} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 95,4} + 10^{0,1 \cdot 95,7} + 10^{0,1 \cdot 94,9}}{3} \right) = 95,35 \text{ дБА.}$$

$$7. L_{p,eq,7} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 95,6} + 10^{0,1 \cdot 96,8} + 10^{0,1 \cdot 96,2}}{3} \right) = 96,23 \text{ дБА.}$$

$$8. L_{p,eq,8} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 95,5} + 10^{0,1 \cdot 96,1} + 10^{0,1 \cdot 94,9}}{3} \right) = 95,53 \text{ дБА.}$$

$$\begin{aligned} L_{p,eq,T_0} &= 10 \cdot \lg \left( \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 94,96} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 94,97} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 95,14} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 96,11} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 95,83} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 95,35} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 96,23} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 95,53} \right) = \\ &= 95,54 \approx 95,5 \text{ дБА.} \end{aligned}$$

*Результаты измерений в кухне-салоне (помещение 3):*

$$1. L_{p,eq,1} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 85,4} + 10^{0,1 \cdot 83,8} + 10^{0,1 \cdot 84,5}}{3} \right) = 84,62 \text{ дБА.}$$

$$2. L_{p,eq,2} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 84,8} + 10^{0,1 \cdot 85,3} + 10^{0,1 \cdot 84,2}}{3} \right) = 84,79 \text{ дБА.}$$

$$3. L_{p,eq,3} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 84,4} + 10^{0,1 \cdot 85,0} + 10^{0,1 \cdot 85,4}}{3} \right) = 84,95 \text{ дБА.}$$

$$4. L_{p,eq,4} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 85,7} + 10^{0,1 \cdot 84,9} + 10^{0,1 \cdot 85,1}}{3} \right) = 85,25 \text{ дБА.}$$

$$5. L_{p,eq,5} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 85,4} + 10^{0,1 \cdot 85,0} + 10^{0,1 \cdot 84,4}}{3} \right) = 84,95 \text{ дБА.}$$

$$6. L_{p,eq,6} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 85,7} + 10^{0,1 \cdot 85,1} + 10^{0,1 \cdot 84,9}}{3} \right) = 85,25 \text{ дБА.}$$

$$7. L_{p,eq,7} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 85,8} + 10^{0,1 \cdot 84,2} + 10^{0,1 \cdot 85,2}}{3} \right) = 85,12 \text{ дБА.}$$

$$8. L_{p,eq,8} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 84,9} + 10^{0,1 \cdot 84,2} + 10^{0,1 \cdot 85,5}}{3} \right) = 84,90 \text{ дБА.}$$

$$\begin{aligned} L_{p,eq,T_0} &= 10 \cdot \lg \left( \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 84,62} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 84,79} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 84,95} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 85,25} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 84,95} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 85,25} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 85,12} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 84,90} \right) = 84,98 \approx 85,0 \text{ дБА.} \end{aligned}$$

*Результаты измерений в отделении для отдыха (помещение 4):*

$$1. L_{p,eq,1} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 81,1} + 10^{0,1 \cdot 80,4} + 10^{0,1 \cdot 82,1}}{3} \right) = 81,26 \text{ дБА.}$$

$$2. L_{p,eq,2} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 82,2} + 10^{0,1 \cdot 82,5} + 10^{0,1 \cdot 80,7}}{3} \right) = 81,87 \text{ дБА.}$$

$$3. L_{p,eq,3} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 80,4} + 10^{0,1 \cdot 81,5} + 10^{0,1 \cdot 82,1}}{3} \right) = 81,39 \text{ дБА.}$$

$$4. L_{p,eq,4} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 81,3} + 10^{0,1 \cdot 82,4} + 10^{0,1 \cdot 82,0}}{3} \right) = 81,92 \text{ дБА.}$$

$$5. L_{p,eq,5} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 81,7} + 10^{0,1 \cdot 82,6} + 10^{0,1 \cdot 81,2}}{3} \right) = 81,87 \text{ дБА.}$$

$$6. L_{p,eq,6} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 82,2} + 10^{0,1 \cdot 82,6} + 10^{0,1 \cdot 81,7}}{3} \right) = 82,18 \text{ дБА.}$$

$$7. L_{p,eq,7} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 81,8} + 10^{0,1 \cdot 81,1} + 10^{0,1 \cdot 82,3}}{3} \right) = 81,76 \text{ дБА.}$$

$$8. L_{p,eq,8} = 10 \cdot \lg \left( \frac{10^{0,1 \cdot 80,5} + 10^{0,1 \cdot 82,3} + 10^{0,1 \cdot 81,4}}{3} \right) = 81,46 \text{ дБА.}$$

$$L_{p,eq,T_0} = 10 \cdot \lg \left( \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 81,26} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 81,87} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 81,39} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 81,92} + \right. \\ \left. + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 81,87} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 82,18} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 81,76} + \frac{60}{480} 10^{0,1 \cdot 81,46} \right) = 81,72 \approx 81,7 \text{ дБА.}$$

### 4.3.2 Оценивание значений неопределенности результатов измерений

В предположении, что входные величины, влияющие на УЗД за 8-часовой рабочий день  $L_{p,eq,T_0}$ , некоррелированы, суммарную стандартную неопределенность  $u(L_{p,eq,T_0})$  рассчитываем на основе коэффициентов чувствительности и стандартных неопределенностей входных величин по формуле [223]:

$$u_c = \sqrt{u_a^2 + u_b^2}, \quad (4.5)$$

где  $u_a$  – стандартная неопределенность измерения УЗД при выполнении  $n$ -й рабочей операции;

$u_b = \frac{0,7}{\sqrt{3}} = 0,40$  дБ – стандартная неопределенность инструментальной составляющей неопределенности измерения УЗД при выполнении  $m$ -й рабочей операции.

Стандартную неопределенность [223]  $u_a$  рассчитываем по формуле:

$$u_a = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (L_{p,eq,n} - \bar{L}_{p,eq})^2}{n \cdot (n-1)}}, \quad (4.6)$$

где  $\bar{L}_{p,eq,n}$  – УЗД для  $n$ -го выборочного измерения при выполнении заданной трудовой функции; выборочных измерений [223], т. е.  $\bar{L}_{p,eq} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N L_{p,eq,n}$ .

Устанавливаем коэффициент охвата  $k$  для уровня доверия 95 % с помощью таблицы G.2 из ГОСТ 34100.3-2017 [236]. Принимаем значение числа степеней свободы меньше, чем рассчитанное.

Рассчитываем расширенную неопределенность  $U$ :

$$U = k \cdot u_c. \quad (4.7)$$

*Результаты измерений в дизельном отделении (помещение 1):*

1. Рассчитываем неопределенность типа А  $u_a$ :

$$u_a = \sqrt{\frac{(100,83-99,87)^2+(100,87-99,87)^2+(100,70-99,87)^2+(99,77-99,87)^2+(99,38-99,87)^2+(98,87-99,87)^2+(99,17-99,87)^2+(98,72-99,87)^2}{24 \cdot (24-1)}} = 0,036.$$

2. Рассчитываем суммарную стандартную неопределенность с учетом незначимости стандартной неопределенности, ассоциированной с лабораторным смещением:

$$u_c = \sqrt{0,036^2 + 0,40^2} = 0,40.$$

3. Согласно ГОСТ 34100.3 [236] принимаем число степеней свободы равное  $\infty$ , устанавливаем коэффициент охвата  $k = 1,96$  при доверительной вероятности  $P = 95 \%$ .

4. Рассчитываем расширенную неопределенность и округляем ее значение до разрядности допускаемой (целевой) неопределенности:

$$U = 1,96 \cdot 0,40 = 0,78 \approx 0,8 \text{ дБ.}$$

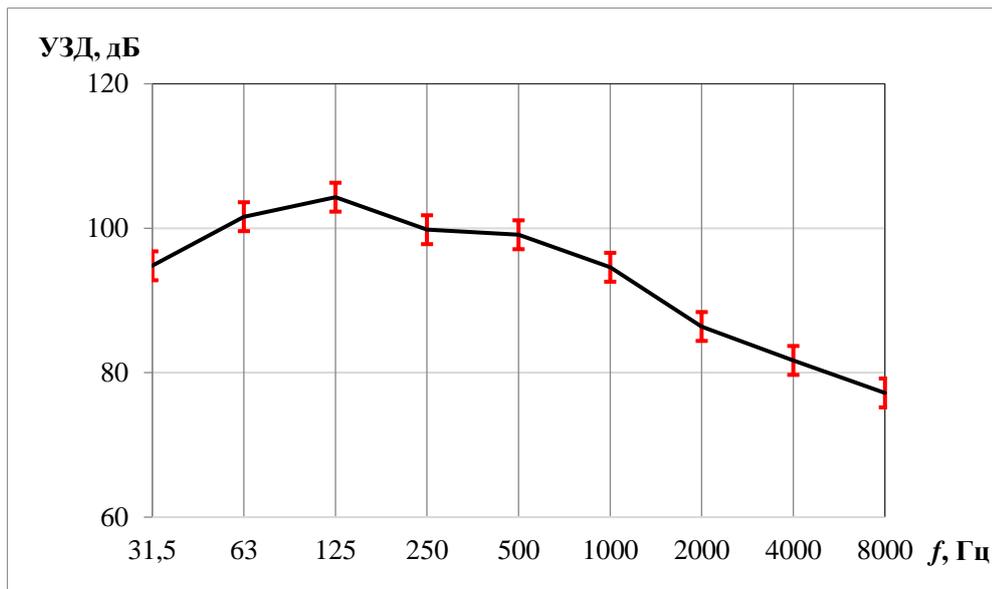


Рисунок 4.7 – Разброс уровней звукового давления и погрешность в дизельном отделении

*Результаты измерений в кабине управления (помещение 2):*

1. Рассчитываем неопределенность типа А  $u_a$ :

$$u_a = \sqrt{\frac{(94,96-95,54)^2+(94,97-95,54)^2+(95,14-95,54)^2+(96,11-95,54)^2+(95,83-95,54)^2+(95,35-95,54)^2+(96,23-95,54)^2+(95,53-95,54)^2}{24 \cdot (24-1)}} = 0,02.$$

2. Рассчитываем суммарную стандартную неопределенность с учетом незначимости стандартной неопределенности, ассоциированной с лабораторным смещением:

$$u_c = \sqrt{0,02^2 + 0,40^2} = 0,40.$$

3. Согласно ГОСТ 34100.3 [236] принимаем число степеней свободы равное  $\infty$ , устанавливаем коэффициент охвата  $k = 1,96$  при доверительной вероятности  $P = 95 \%$ .

4. Рассчитываем расширенную неопределенность и округляем ее значение до разрядности допускаемой (целевой) неопределенности:

$$U = 1,96 \cdot 0,40 = 0,78 \approx 0,8 \text{ дБ.}$$

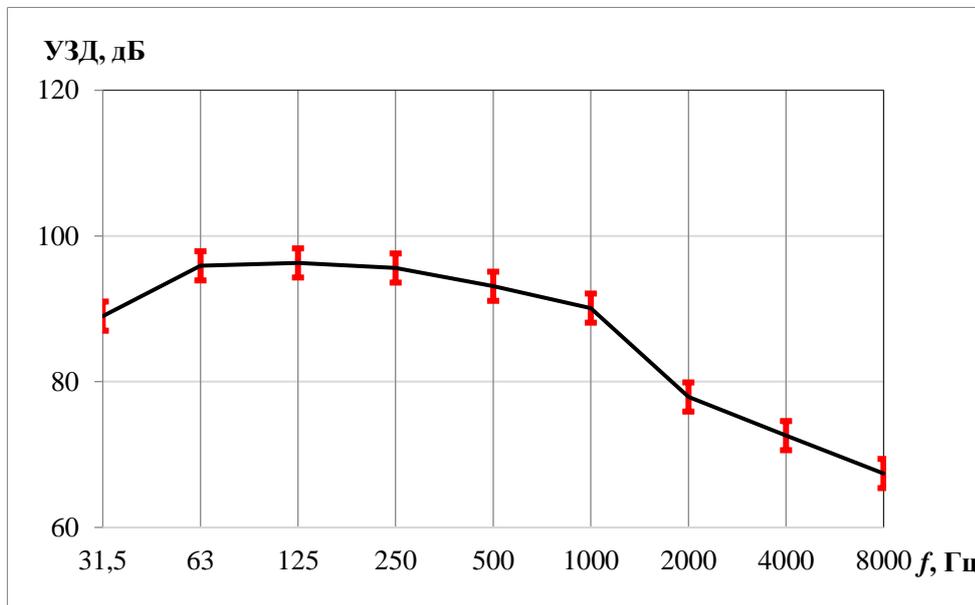


Рисунок 4.8 – Разброс уровней звукового давления и погрешность в кабине управления

*Результаты измерений в кухне-салоне (помещение 3):*

1. Рассчитываем неопределенность типа А  $u_a$ :

$$u_a = \sqrt{\frac{(84,62-84,98)^2+(84,79-84,98)^2+(84,95-84,98)^2+(85,25-84,98)^2+(84,95-84,98)^2+(85,25-84,98)^2+(85,12-84,98)^2+(84,90-84,98)^2}{24 \cdot (24-1)}} = 0,009.$$

2. Рассчитываем суммарную стандартную неопределенность с учетом незначимости стандартной неопределенности, ассоциированной с лабораторным смещением:

$$u_c = \sqrt{0,009^2 + 0,40^2} = 0,40.$$

3. Согласно ГОСТ 34100.3 [236] принимаем число степеней свободы равное  $\infty$ , устанавливаем коэффициент охвата  $k = 1,96$  при доверительной вероятности  $P = 95 \%$ .

4. Рассчитываем расширенную неопределенность и округляем ее значение до разрядности допускаемой (целевой) неопределенности:

$$U = 1,96 \cdot 0,40 = 0,78 \approx 0,8 \text{ дБ.}$$

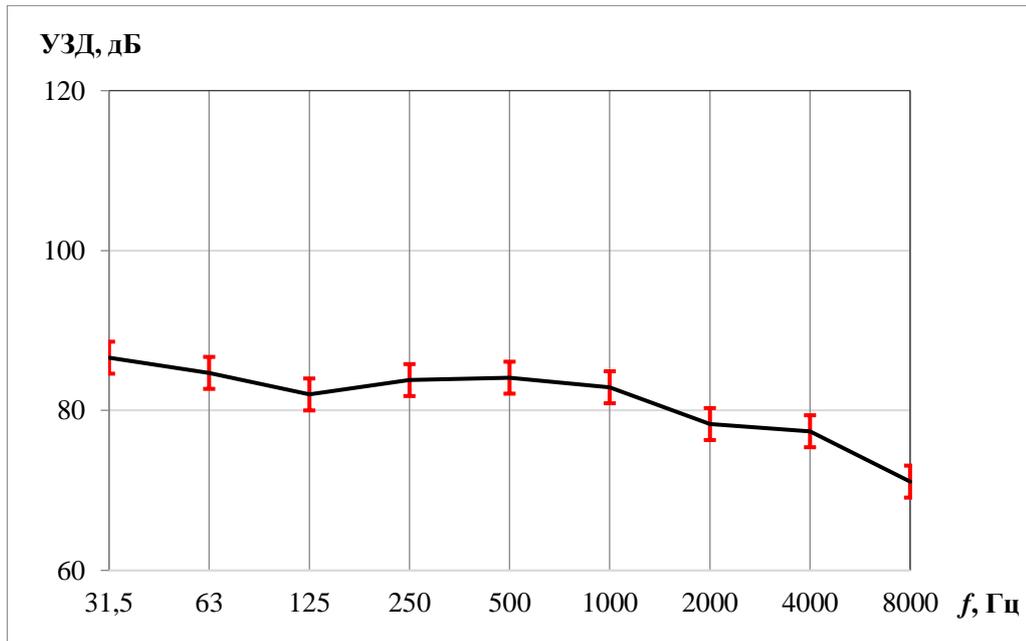


Рисунок 4.9 – Разброс уровней звукового давления и погрешность в кухне-салоне

*Результаты измерений в отделении для отдыха (помещение 4):*

1. Рассчитываем неопределенность типа А  $u_a$ :

$$u_a = \sqrt{\frac{(81,26-81,72)^2+(81,87-81,72)^2+(81,39-81,72)^2+(81,92-81,72)^2+(81,87-81,72)^2+(82,18-81,72)^2+(81,76-81,72)^2+(81,46-81,72)^2}{24 \cdot (24-1)}} = 0,013.$$

2. Рассчитываем суммарную стандартную неопределенность с учетом незначимости стандартной неопределенности, ассоциированной с лабораторным смещением:

$$u_c = \sqrt{0,013^2 + 0,40^2} = 0,40.$$

3. Согласно ГОСТ 34100.3 [236] принимаем число степеней свободы равное  $\infty$ , устанавливаем коэффициент охвата  $k = 1,96$  при доверительной вероятности  $P = 95\%$ .

4. Рассчитываем расширенную неопределенность и округляем ее значение до разрядности допускаемой (целевой) неопределенности:

$$U = 1,96 \cdot 0,40 = 0,78 \approx 0,8 \text{ дБ.}$$

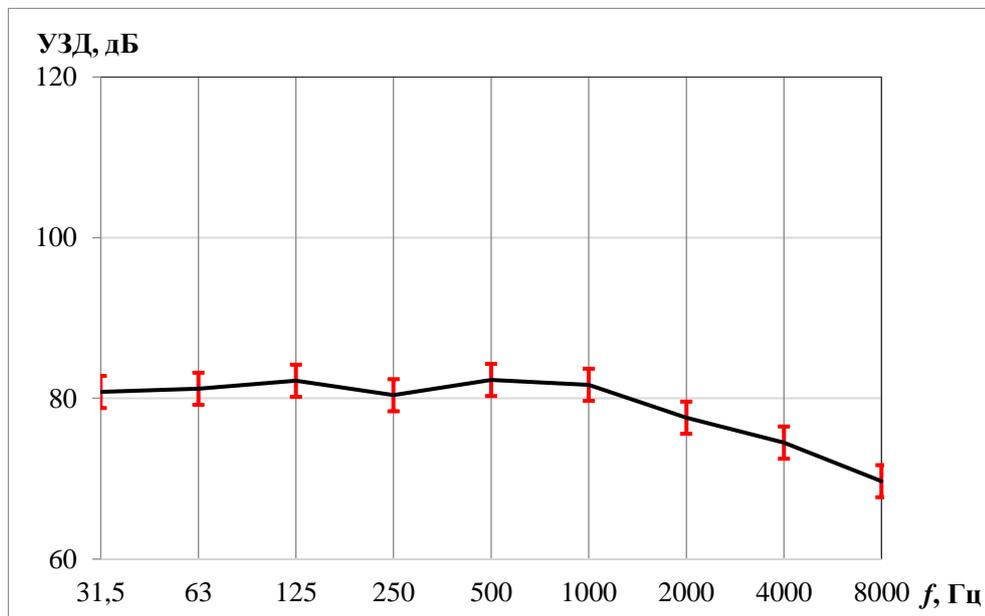


Рисунок 4.10 – Разброс уровней звукового давления и погрешность в отделении для отдыха

### 4.3.3 Выводы по результатам обработки акустических измерений

Результат измерений эквивалентного общего уровня звукового давления (по характеристике шумомера «линейная») в диапазоне от 80 до 100 дБ успешно верифицирован.

Значение показателя повторяемости не превышает значения допускаемого показателя повторяемости измерений, следовательно, можно сделать вывод о том,

что влияющий на качество измерений фактор отсутствует. Анализ, проведенный с целью установления влияющего фактора, показал, что проведение корректирующих мероприятий не требуется. Данная методика статистической обработки экспериментальных данных позволяет определять величину отклонения не только у реально проведенных измерений, но и в эксперименте, проведенном математическими численными методами.

#### **4.4 Выводы по главе**

1. Разработана методика проведения экспериментальных исследований шума и вибрации на рабочих местах и в местах отдыха машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда, учитывающая особенности компоновки вагона, геометрические параметры, мощность и количество дизель-генераторных установок, а также должностные инструкции работников и специфику их работы.

2. Приведена расчетная схема для определения виброакустических характеристик применительно к вагону-электростанции восстановительного поезда, где определены основные расчетные точки и расстояния для проведения измерений.

3. Разработана схема стенда, позволяющая воспроизвести условия с применением системы звукоизоляции перегородки дизельного отделения (помещение 1) вагона-электростанции.

4. Приведен алгоритм обработки полученных экспериментальных данных и верифицированы результаты измерений эквивалентного общего уровня звукового давления каждого помещения вагона-электростанции, где выявлена расширенная неопределенность, не превышающая значения  $\pm 2$  дБ.

## 5 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ШУМО– И ВИБРОЗАЩИТЫ И АПРОБАЦИЯ ПРЕДЛОЖЕННЫХ РЕШЕНИЙ

### 5.1 Конструктивное решение и звукоизоляция внутренних ограждений

Выбор методов снижения повышенного шума внутри вагона-электростанции основан на фактических значениях шума, полученных экспериментально. В таблице 5.1 приведены значения звукоизоляции, полученные в ходе «прозвучивания» по методике, описанной в п. 4.2 главы 4.

Таблица 5.1 – Значения звукоизоляции перегородки вагона-электростанции

Элемент ограждения	Звукоизоляция, дБ, в октавных полосах частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Стена (звукоизолированная)	15	18	20	20	22	22	24	27

На рисунке 5.1 приведена измеренная звукоизоляция перегородки в вагоне-электростанции.

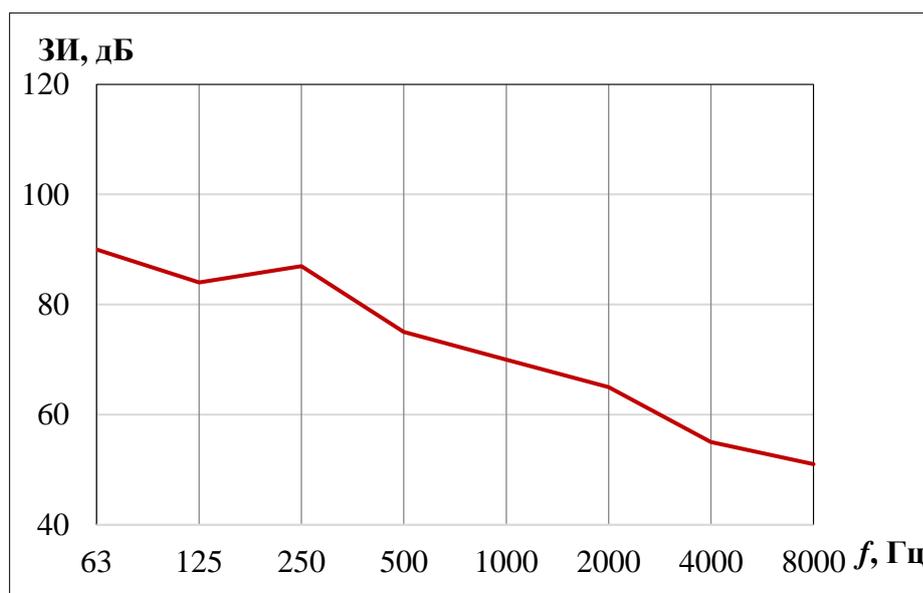


Рисунок 5.1 – Измеренная звукоизоляция перегородки между помещениями 1 и 2 вагона-электростанции

При разработке инженерно-технических решений было учтено, что звуковое поле формируется из воздушной составляющей, возникающей вследствие работы дизель-генераторных установок большой мощности, а также учитывалась характерная компоновка вагона, поэтому предлагается облицовка перегородки дизельного отделения внутри вагона-электростанции [237, 238]. Учитывая, что перегородки, разделяющие помещения, по изначальным условиям проектирования создавались для различных видов перевозки, например грузовой, а не расположения работающих дизель-генераторных установок с рабочими местами машинистов или другого персонала, предлагается перегородки внутри вагона-электростанции выполнять многослойными, состоящими из стальной основы, на которой в следующей последовательности располагаются звукопоглощающие материалы (рисунок 5.2): «вибростек – V300»; минераловатная плита; перфорированная дублированная винилискожа (серая), которая, помимо хороших показателей снижения виброакустических характеристик, обладает также декоративными свойствами.



Рисунок 5.2 – Устройство перегородки вагона-электростанции:

1 – стальной лист (1 мм); 2 – «вибростек – V300» (2 мм);

3 – минераловатная плита (50мм);

4 – перфорированная дублированная винилискожа (0,5 мм)

### 5.1.1 Характеристики применяемых материалов

5.1.1.1. «Вибростек – V300» (рисунок 5.3) является подложкой, изготовленной из стекловолокна, упругие свойства такого материала обеспечивают хорошую звукоизоляцию, а также обладают высокой эффективностью при небольшой толщине и долговечностью.



Рисунок 5.3 – Общий вид материала «вибростек – V300»

В таблице 5.2 приведены характеристики снижения ударного шума при сочетании акустического линолеума с «вибростек – V300».

Таблица 5.2 – Характеристики изоляции шума с применением «вибростек – V300»\*

Частоты, Гц	100	125	160	200	250	320	400	500
Снижение приведенного уровня шума $\Delta L_n$ полом из ПВХ линолеума, уложенного на слой «вибростек – V300», дБ	5,2	7,2	7,0	6,4	10,5	15,0	17,1	23,6
Частоты, Гц	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
Снижение приведенного уровня шума $\Delta L_n$ полом из ПВХ линолеума, уложенного на слой «вибростек – V300», дБ	31,9	39,0	48,6	57,2	61,5	62,6	63,9	65,7

\* Акустические испытания выполнены лабораторией акустических измерений НИИСФ РААСН г. Москва.

5.1.1.2. Минераловатная плита (рисунок 5.4) представляет собой материал из переплетенных волокон базальтовой ваты с множеством воздушных полостей.



Рисунок 5.4 – Минераловатная плита «Акустик»

К неоспоримому достоинству данного материала следует отнести хорошую эффективность по показателям звукоизоляции и звукопоглощения. В составе «сэндвич»-панели для перегородки внутри вагона-электростанции минплита позволит избежать распространения шума от ДГУ из одного отсека вагона в другой, а в пределах одного помещения предотвратит эффект «эха» от работающего оборудования.

5.1.1.3. Винилискожа – это искусственная кожа, состоящая из тканевой основы и слоя ПВХ с другой стороны. К достоинствам данного вида материала относится большая износостойкость, эластичность; хорошие эксплуатационные характеристики нашли применение при обшивке различных поверхностей. По своим звукоизолирующим свойствам (рисунок 5.5) имеет эффективность 50 % в частотах более 1000 Гц, наибольшее значение достигается в интервале частот 1600...4000 Гц, где эффективность составляет 70...90 %.

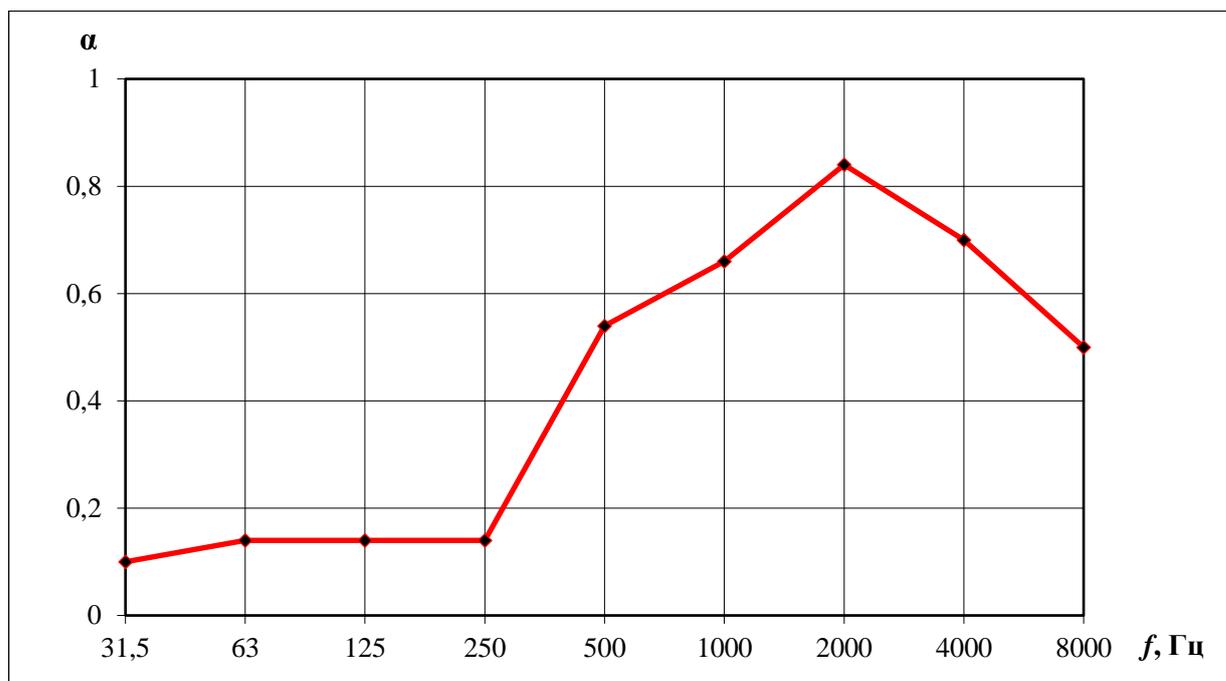


Рисунок 5.5 – Значения коэффициента звукопоглощения винилискожи

Инженерно-технические решения позволяют снизить виброакустические характеристики в необходимых пределах санитарно-гигиенических норм. Учитывая, что способ активного шумоподавления путем создания звука в противофазе технически реализовать очень сложно, предлагаемые нами способы являются наиболее универсальными и технически реально выполнимыми.

## 5.2 Разработка эффективного виброзащитного сиденья для снижения общей вибрации

Исследования виброакустических характеристик внутри вагона-электростанции восстановительного поезда показали необходимость снижения общей вибрации, воздействующей на машиниста вагона-электростанции. В связи с техническими сложностями, препятствующими снижению вибрации и шума внутри самой дизель-генераторной установки, предлагается обеспечить необходимые условия труда непосредственно на рабочем месте машиниста (на самом сиденье).

С учетом современных научных исследований ведущих отечественных ученых в области акустики и безопасности труда [22, 45] предлагается исходную

стойку кресла демонтировать и заменить ее на модернизированный вариант с виброгасящими элементами внутри стоек. Предлагаемая конструкция кресла представляет собой пластинчато-стержневую конструкцию, включающую нижнюю и верхнюю пластины, а также четыре вертикальные стойки [239].

Следует обращать внимание также на защиту ног машиниста вагона-электростанции, поэтому под стойкой кресла целесообразно расположить стальную пластину, покрытую резиной марки 1002. Далее предлагается установить модернизированную стойку кресла (рисунок 5.6), которая представляет собой конструкцию двух связанных пластин: пластины основания нижней 1 и пластина основания верхней 2, связанных за счет стакана 4 и трубы 5, внутри которых находится цилиндрическая пружина с виброгасителем из эластомера 3 [240], две тарельчатые пружины 6 и прокладка 7, выполненная также в виде тарельчатой пружины из эластомера (рисунок 5.7). В случае возникновения резонанса виброизолятора применяется демпфер внутри пружины. Натяг цилиндрической пружины регулируется с помощью болта 8. Регулировкой болта обеспечивается вертикальное положение пластины основания верхней при изменении внешней нагрузки  $P$ . Болты, предусмотренные в конструкции, позволяют при необходимости регулировать высоту пружины и обеспечивает комфортные условия труда машиниста. Общие габаритные размеры: 220...260×225×225 мм. Статическая осадка виброизолятора под действием массы может регулироваться двумя способами: первый, это масса самого машиниста, второй, это искусственно заданная масса с помощью пластины, которую предлагается вводить дополнительно. Преимущество второго способа состоит в том, что при вводе массы заданной величины можно точно определить значение необходимой статической осадки и снизить воздействие общей вибрации, тогда как зависимость от массы машиниста не всегда дает такую возможность с учетом разных физиологических показателей человека. Чертежи и спецификация вынесены в Приложение Б.

В пластину основания верхнюю 2 запрессован подшипник 153506 9 [55], обеспечивающий вращение вокруг своей оси кресла оператора. Данный подшипник в таком исполнении способен работать в условиях воздействия уровней

повышенной вибрации, снижая негативное воздействие от нее не только на всю конструкцию, но и на само сиденье. Труба 5 прикреплена к пластине 2 с помощью сварки. Стакан 4 прикреплен к пластине 1 посредством болтового соединения, с помощью болта 10. Эти соединения обеспечивают неподвижность трубы 5 относительно пластины 2, с возможностью установки регулировочного болта 8 и соответственно неподвижность стакана 4 относительно пластины 1 с возможностью поворота вокруг своей оси.

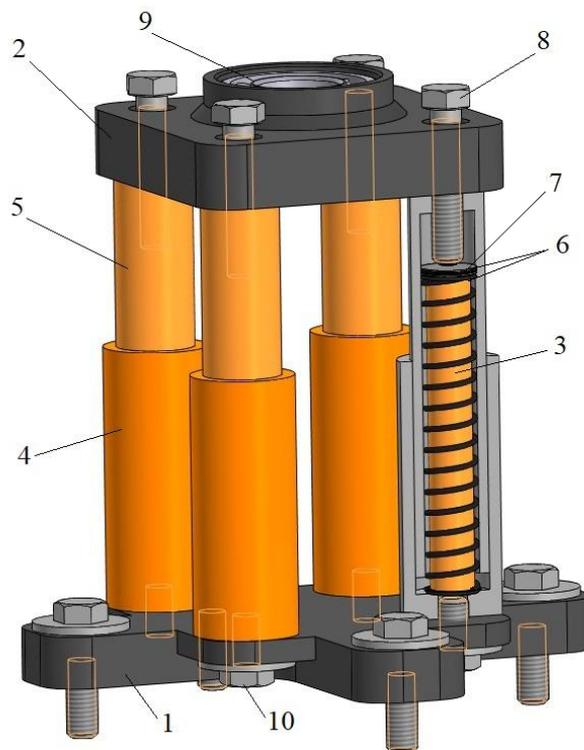


Рисунок 5.6 – 3D-модель стойки кресла машиниста вагона-электростанции:

1 – пластина основания нижняя; 2 – пластина основания верхняя; 3 – цилиндрическая пружина с виброгасителем; 4 – стакан; 5 – труба; 6 – тарельчатая пружина; 7 – прокладка; 8 – регулировочный болт; 9 – подшипник радиально-роликовый сферический двурядный; 10 – болт крепления

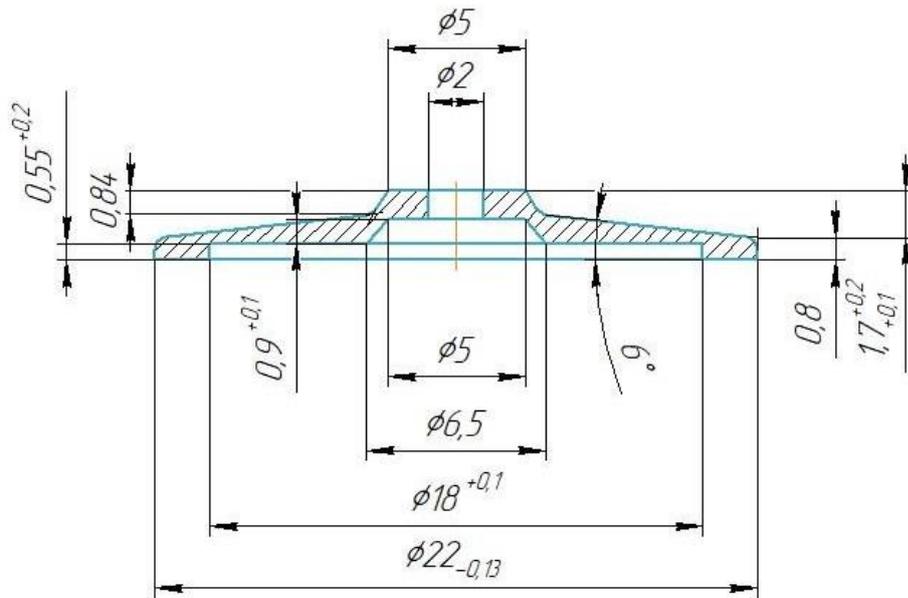


Рисунок 5.7 – Тарельчатая пружина

### 5.3 Апробация предложенных решений и обеспечение безопасных условий труда машинистов вагона-электростанции восстановительного поезда

#### 5.3.1 Алгоритм расчета ожидаемой акустической обстановки вагона-электростанции восстановительного поезда

Вагон-электростанция восстановительного поезда, как правило, имеет внутри не менее четырех помещений, разделенных перегородками с дверными проемами. Для каждого из данных помещений установлена своя санитарная норма [214]. Главным источником виброакустических характеристик являются дизель-генераторные установки большой мощности, находящиеся внутри дизельного отделения. В процессе работы они излучают воздушный шум, который проникает в остальные помещения вагона-электростанции через пол и внутренние перегородки, которые к тому же ослаблены с точки зрения звукоизоляции дверными проемами, что подтверждено теоретическими исследованиями, проведенными в главе 3 настоящей работы [219]. Для обеспечения предельно допустимых значений внутри помещений вагона-электростанции восстановительного поезда целесообразно увеличить значения звукоизоляции

элементов внутренних перегородок. Решение данной задачи возможно путем разработки методики определения виброакустических характеристик помещений вагона-электростанции и сравнения их с санитарными нормами. Алгоритм расчета ожидаемой акустической обстановки представлен на рисунке 5.8.

Полученный алгоритм позволяет произвести расчеты ожидаемых значений звукоизоляции и уровней звукового давления, а также учесть общую вибрацию, передаваемую на рабочее место машиниста вагона-электростанции, т. е. его кресло.

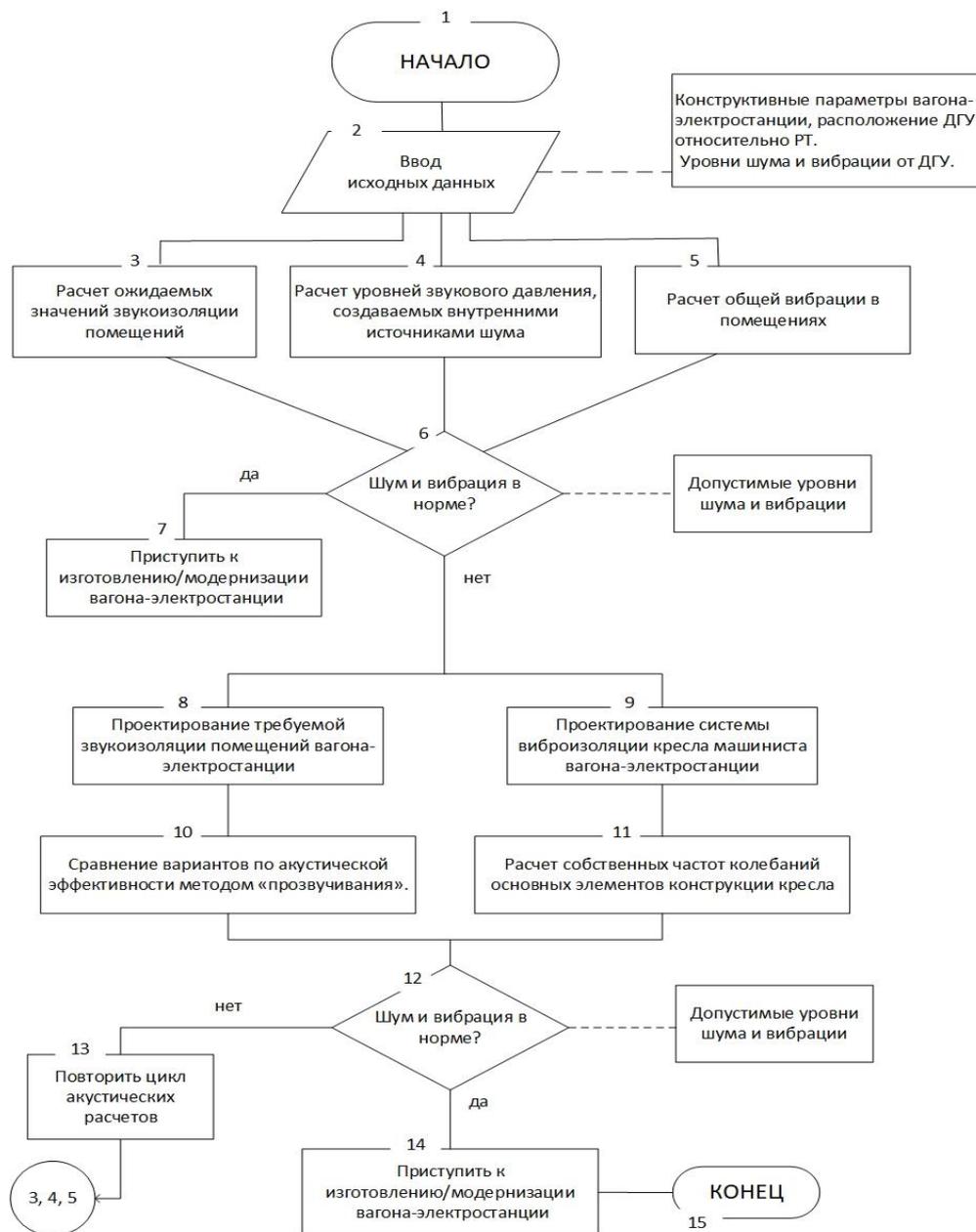


Рисунок 5.8 – Алгоритм расчета ожидаемой акустической обстановки в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда

Следует отметить, что полученная методика позволяет произвести расчеты не только для существующих вагонов-электростанций, но может быть использована при проектировании, а также при прогнозировании эффекта в снижении виброакустических характеристик при разработке инженерных решений по модернизации. Исходными значениями для акустических расчетов являются параметры конструкции вагона-электростанции, расположение и количество дизель-генераторных установок, которые являются источниками шума, а также известные физико-механические свойства материалов перегородок, пола и прочих элементов. Таким образом, возможно определить конструкцию системы звукоизоляции перегородки дизель-генераторного отделения, а также определить собственные частоты колебаний стойки кресла-машиниста вагона-электростанции.

### ***5.3.2 Эффективность мероприятий по снижению воздействия воздушного шума***

Предложенная конструкция внутренней звукоизолирующей перегородки, разделяющей дизельное отделение и кабину управления, где находится рабочее место машиниста, проверялась на эффективность косвенным методом, т. е. измерялось время реверберации, звукоизолирующие свойства перегородок, а также учитывался характер звукового поля. Из известной формулы Сэбина [45] возможно определить средний коэффициент звукопоглощения помещения дизельного отделения:

$$\bar{\alpha}_f = \frac{0,16V}{ST_f}, \quad (5.1)$$

где  $S$  – площадь перегородки, м;  $V$  – объем помещения, м<sup>3</sup>;  $T_f$  – время реверберации, с.

Значение коэффициента звукопоглощения ( $\alpha$ ) составляет 0,2...0,3. Согласно известному неравенству  $0,2 \leq \alpha_{\text{пом1}} \leq 0,35$  и учитывая отраженный и прямой звук в дизельном отделении, целесообразно размещать разработанную конструкцию

перегородки между помещениями 1 и 2. Эффективность предложенной конструкции проверялась в пяти точках со стороны помещения 1 и помещения 2.

В таблице 5.3 приведены результаты расчета эффективности предложенной перегородки дизельного отделения, расположенной между помещениями 1 и 2. Полученные значения позволяют сделать вывод о снижении уровней звукового давления во всем нормируемом диапазоне частот ниже предельно допустимых величин. Приведенная в таблице звукоизоляция соответствует значениям, полученным в ходе испытаний.

Таблица 5.3 – Результаты расчета эффективности звукоизоляционной перегородки

Значения, параметры и пр.	Рассчитанные УЗД, дБ, значения параметров в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{ист}$ (эксперимент до модернизации)	91	87	83	82	86	80	79	74
$10 \lg \left[ \frac{X_{ист}}{2\pi r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha}_{пом1})}{\Psi_{пом1} A_{пом1}} \right]$ , дБ	-5	-7	-7,5	-8	-8,5	-9	-8,5	-8,5
$-\bar{3}I_{пер1}$ (расчет)	-15	-18	-20	-20	-22	-22	-24	-27
$10 \lg \frac{S_{пер1}}{A_{пом2}}$ , дБ	3,6	3,4	1	-0,7	-1	-1	-2	-1,5
$-10 \lg \Psi_{пом2}$ , дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{пом2})$	-0,5	-0,5	-0,7	-0,8	-1,2	-1,2	-1,5	-0,8
$10 \lg \frac{S_{пер2}}{A_{пом3}}$ , дБ	4,5	3,6	2,8	1	0	0	-0,5	0
$-10 \lg \Psi_{пом3}$ , дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{пом3})$	-0,5	-0,5	-0,7	-0,8	-1,2	-1,2	-1,5	-1,2
$10 \lg \frac{S_{пер3}}{A_{пом4}}$ , дБ	2,8	2,0	0,6	-0,3	-1,1	-1,2	-1,1	-0,4
$-10 \lg \Psi_{пом4}$ , дБ	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
$10 \lg(1 - \bar{\alpha}_{пом4})$	-0,5	-0,7	-1	-1,2	-1,5	-1,7	-1,5	-1,2
$10 \lg 2 \cdot 4^3$ , дБ	18	18	18	18	18	18	18	18
$L_{РТ1}$ (санитарная норма)	83	74	68	63	60	57	55	54
$L_{РТ2}$ (расчет после модернизации в помещении 4)	66	61	56	54	53	50	44	32

На рисунках 5.9–5.12 приведены сравнительные спектры шума с санитарными нормами в помещениях до и после модернизации. Следует отметить, что с учетом типа помещения установлена своя санитарная норма для каждого из

отделений. Эффективность звукоизоляции модернизированной перегородки по сравнению с исходной конструкцией составляет 10...15 дБ в диапазоне частот 63...8000 Гц.

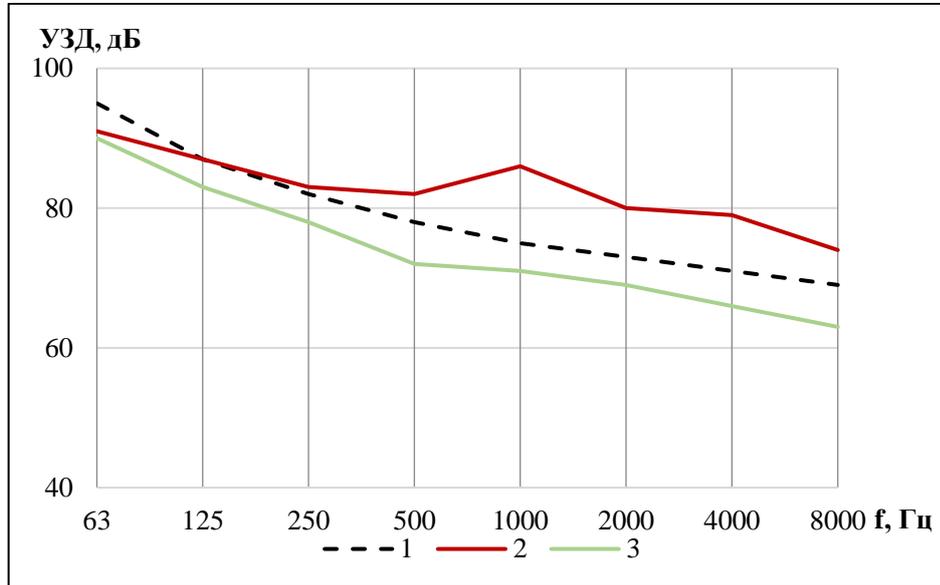


Рисунок 5.9 – Спектры шума в дизельном помещении после модернизации:

1 – санитарная норма; 2 – фактический уровень, 3 – спектр шума после модернизации

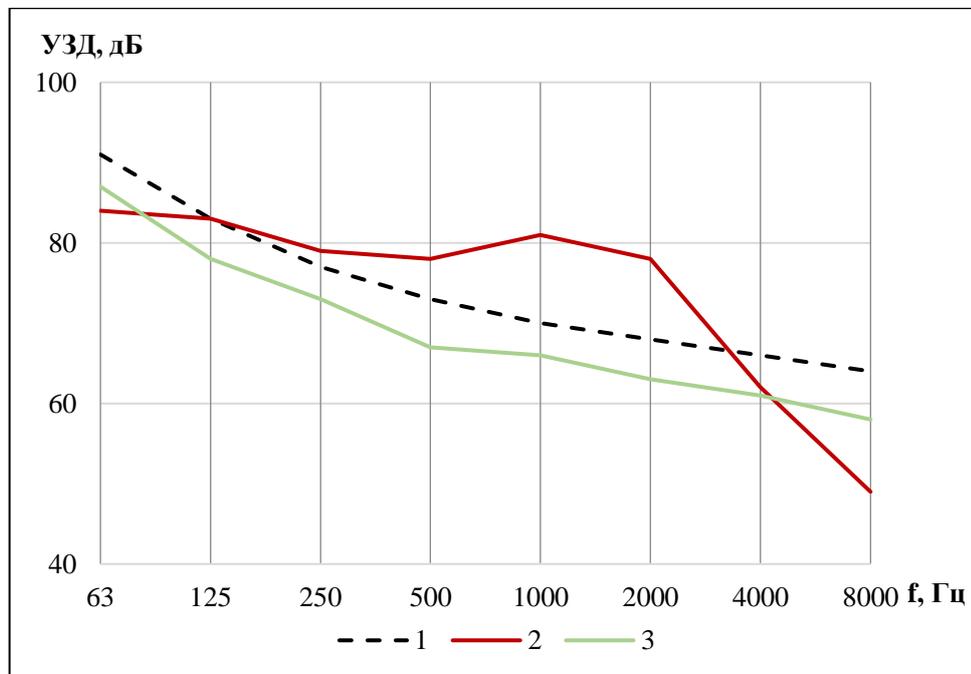


Рисунок 5.10 – Спектры шума на рабочем месте машиниста после модернизации:

1 – санитарная норма; 2 – фактический уровень, 3 – спектр шума после модернизации

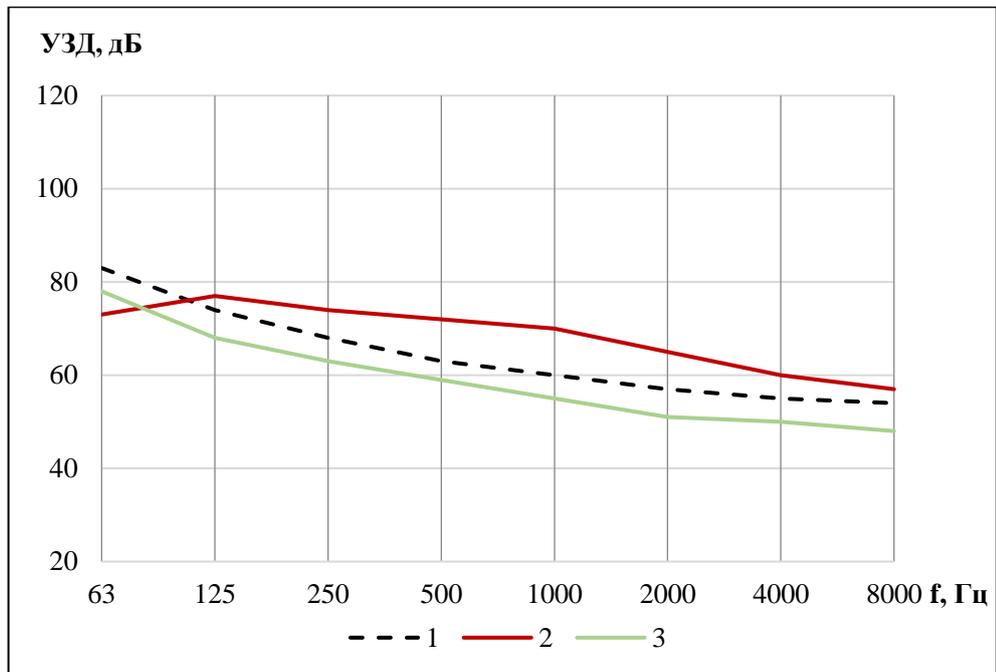


Рисунок 5.11 – Спектры шума в помещении для приема пищи после модернизации:

1 – санитарная норма; 2 – фактический уровень; 3 – спектр шума после модернизации

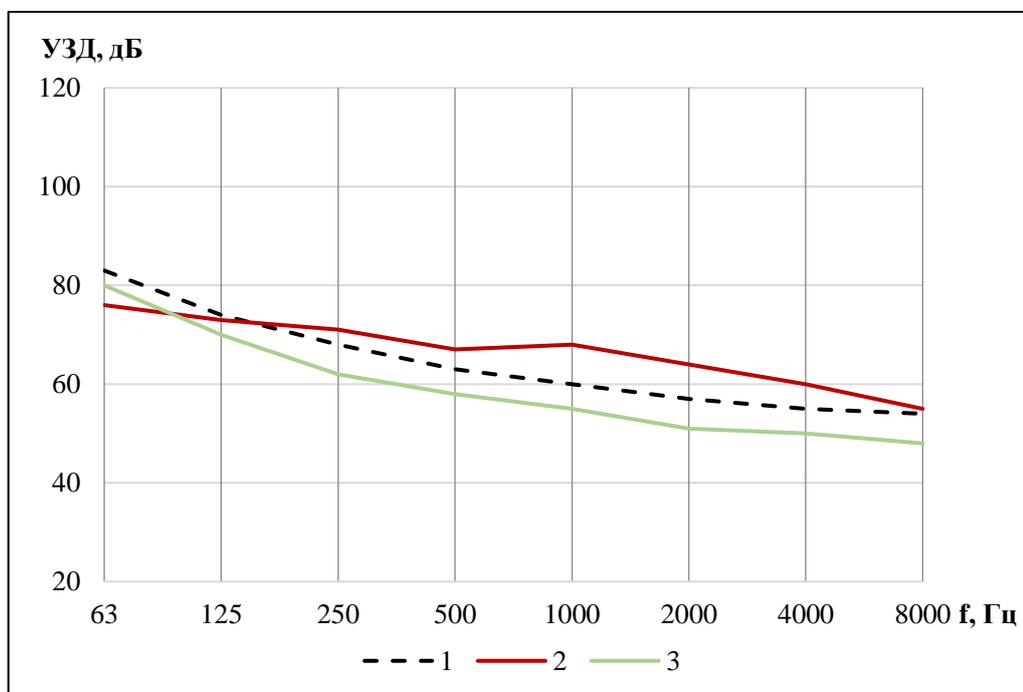


Рисунок 5.12 – Спектры шума в помещении для отдыха после модернизации:

1 – санитарная норма; 2 – фактический уровень, 3 – спектр шума после модернизации

Как показано на рисунках 5.9–5.12, предложенная конструкция перегородки позволяет достигнуть значений уровней звукового давления ниже установленных санитарных норм во всех помещениях. Высокая эффективность в снижении шума обусловлена применением многослойной конструкции с повышенными звукоизолирующими и звукопоглощающими свойствами.

### ***5.3.3 Эффективность мероприятий по снижению воздействия общей вибрации***

Эффективность применения модернизированной стойки кресла машиниста вагона-электростанции оценивалась по показателю виброизоляции [22, 45]:

$$VI = 20 \lg \frac{f_B}{f_C} \quad (5.2)$$

где  $f_B$  – частота вынужденных колебаний, Гц;

$f_C$  – частота собственных колебаний, Гц.

$$f_C = \frac{5}{\sqrt{x}} \quad (5.3)$$

где  $x$  – статическая осадка виброизоляторов под действием сжимающей силы, см.

Материал изготовления цилиндрической пружины сжатия принимаем сталь 12Х18Н10Т. Геометрические размеры пружины принимаем по ГОСТ 18793-80 «Пружины сжатия» [240]:

- длины ненагруженной пружины  $H_0 = 140$  мм.
- диаметр прутка пружины  $d=4$  мм
- наружный диаметр пружины  $D_a=22$  мм
- внутренний диаметр пружины  $D_i=14$  мм
- полное число витков  $n= 18$ .

По исходным данным рассчитаем длину пружины, сжатой до соприкосновения витков:

$$H_{пр} = (n - 0,5)d = 70 \text{ мм.} \quad (5.4)$$

Эффективность виброизоляции напрямую зависит от частоты собственных колебаний, то есть от статической осадки под действием массы. В таблице 5.4

приведены результаты расчета, например, при  $x = 4$  см  $f_c = 2,5$  Гц, а при  $x = 1$  см  $f_c = 5$  Гц..

Таблица 5.4 – Результаты расчета эффективности виброизоляции сиденья машиниста вагона-электростанции

Величина статической осадки, см	Параметр расчета	Расчетные значения				
		$f_B$ , Гц	4	8	16	31,5
при $x_1 = 1$	$f_c$ , Гц	5	5	5	5	5
	$ВИ=20\lg\frac{f_B}{f_c}$	-2	4	10	16	22
при $x_2 = 2$	$f_c$	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
	$ВИ=20\lg\frac{f_B}{f_c}$	1	7	13	19	25
при $x_3 = 3$	$f_c$	3	3	3	3	3
	$ВИ=20\lg\frac{f_B}{f_c}$	2,3	8,3	14,5	20,5	26,5
при $x_4 = 4$	$f_c$	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
	$ВИ=20\lg\frac{f_B}{f_c}$	4	10	16	22	28
при $x_5 = 5$	$f_c$	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3
	$ВИ=20\lg\frac{f_B}{f_c}$	5	11	17	23	29

Анализ приведенных расчетов показывает, что предложенные меры по снижению общей вибрации на рабочем месте машиниста позволяют снизить вредное воздействие до предельно допустимых значений.

#### ***5.3.4 Состояние условий труда на рабочих местах при реализации предложенных решений***

Предложенные инженерно-технические решения позволяют снизить виброакустические характеристики до санитарных норм во всем нормируемом диапазоне частот. В таблице 5.5 приведены значения условий труда, установившихся после применения предложенных решений.

Таблица 5.5 – Состояние условий труда на рабочих местах при реализации предложенных решений

Наименование производственного фактора	Допустимый уровень	Фактический уровень	Величина отклонения	Класс условий труда
Эквивалентный уровень звука, дБА	80	75...77	-	2
Эквивалентные скорректированные уровни виброускорения, дБА	115	110...- 113	-	2
Температура воздуха, °С (категория – Пб)	15 до 22	18,4	-	1
Скорость движения воздуха, м/с	до 0,4	0,15	-	2
Влажность воздуха, %	15...75	47,4	-	2
Освещенность (общая рабочей поверхности), лк	150	-	-	-
Азота диоксид Класс опасности: 3 Вещество раздражающего типа, остронаправленного действия № CAS: 10102-44-0, мг/м <sup>3</sup>	5	2,4	-	2
Углерод оксид Класс опасности: 4 Вещество остронаправленного действия, опасное для репродуктивного здоровья человека № CAS: 630-08-0, мг/м <sup>3</sup>	2	0,5	-	2
Углеводороды алифатические предельные C1-10 (в пересчете на C) Класс опасности: 4, мг/м <sup>3</sup>	20	10	-	2
Напряженность труда	-	-	-	-
Тяжесть труда (рабочее положение)	Периодическое, до 25 % времени смены, нахождение в неудобном и (или) фиксированном положении. Нахождение в положении «стоя» до 60 % времени рабочего дня (смены)	Нахождение в положении «стоя» до 60 % времени рабочего дня (смены)	-	2
<b>Итоговый класс (подкласс) условий труда</b>	<b>2</b>			

Условия труда и отдыха, которые созданы с помощью многослойной звукоизолирующей перегородки и виброгасящего сиденья машиниста вагона-электростанции, соответствуют допустимым, и воздействующие на работника вагона-электростанции во время выполнения рабочих операций опасные и вредные факторы не превышают установленного уровня. Следует отметить, что во время регламентированного отдыха работающих также снижено воздействие на них опасных и вредных факторов до санитарных норм, что создает благоприятные условия для восстановления организма работников к следующей смене без необходимости выделения дополнительных часов. Таким образом, в работе решается важная научно-техническая и социально-экономическая проблема по обеспечению безопасных условий труда работников вагонов-электростанций восстановительных поездов не только во время рабочей смены, но и во время отдыха.

#### **5.4 Выводы по главе**

1. Проведен анализ материалов для изготовления звукоизолирующих и звукопоглощающих элементов многослойной системы перегородки дизельного отделения вагона-электростанции.

2. Разработан инженерный алгоритм расчета ожидаемой акустической обстановки внутри помещений вагона-электростанции, позволяющий на этапе проектирования скорректировать шумовиброзащитные мероприятия для обеспечения соблюдения предельно допустимых значений.

3. Снижение отраженного звука от ДГУ в смежных отделениях происходит за счет установленной и модернизированной перегородки, выполненной из каркаса фанеры на стальной основе и слоев материалов с повышенными звукоизолирующими и звукопоглощающими свойствами. Фактическое значение эквивалентного уровня звука после применения полученных решений составило 75...77 дБА, что позволило обеспечить выполнение санитарной нормы во всем нормируемом диапазоне частот.

4. Разработано рабочее место (кресло) машиниста вагона-электростанции, обладающее модернизированной стойкой с виброгасящими и вибродемпфирующими свойствами, которое позволяет защитить рабочее место от воздействия общей вибрации. Снижение общей вибрации составило до 6 дБА.

5. Предложенные инженерно-технические решения позволяют привести виброакустические характеристики внутри вагона-электростанции восстановительного поезда в соответствие санитарно-гигиеническим нормам и снизить итоговый класс условий труда машинистов вагона-электростанции до 2-го класса.

## 6 ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Результаты диссертации можно представить следующими основными выводами:

1. Проведена специальная оценка условий труда на рабочих местах машинистов вагонов-электростанций восстановительных поездов, по результатам которой условиям их труда присвоен класс 3.1. Основными негативными факторами, влияющими на указанные категории работников, являются повышенные уровни шума и вибрации, значительно превышающие санитарные нормы.

2. Проведено исследование акустических характеристик внутри вагона-электростанции, выявлены основные источники (ДГУ), создающие внутри вагона-электростанции неблагоприятные условия труда. Определены фактические значения превышений эквивалентных уровней звука над предельно допустимыми величинами в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда с учетом отдельно установленных санитарных норм для каждого помещения: в дизель-генераторном отделении – 13 дБА, на рабочем месте машиниста вагона-электростанции – 12 дБА, в помещении для приема пищи – 11 дБА, в купе для отдыха и сна – 10 дБА. Установлены значения превышения фактических эквивалентных скорректированных уровней виброускорения на рабочем месте машиниста вагона-электростанции – до 6 дБА.

3. На основании предложенной расчетной схемы разработаны математические модели и методика расчета ожидаемых уровней шума в рабочих зонах внутри помещений вагона-электростанции восстановительного поезда, позволяющая определить теоретически требуемую величину звукоизоляции внутренних перегородок для снижения шума до нормы. Основное допущение о квазидиффузности звукового поля во всех помещениях (поправка  $\Psi_{\text{диф}}$ ); шум в расчетной точке зависит от уровней акустической мощности ДГУ, дБ; составляющих прямого и отраженного звука в дизельном отделении, площади и приведенной звукоизоляции перегородок, дБ; акустических свойств помещений,

определяемых средним коэффициентом звукопоглощения ( $\bar{\alpha}_{\text{пом}}$ ) и эквивалентной площади звукопоглощения помещения ( $A_{\text{пом1}}$ ), м<sup>2</sup>. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало, что отклонение уровней звукового давления находится в диапазоне  $\pm 3$  дБ.

4. Предложена модель для расчета вибрации в стойке кресла машиниста вагона-электростанции, учитывающая геометрические параметры стойки кресла и особенности закрепления; получены аналитические зависимости, позволяющие производить расчет собственных частот колебаний конструкции кресла.

5. Разработана методика измерений шума и вибрации в помещениях вагона-электростанции, выполнена верификация результатов измерений с определением расширенной неопределенности, которая составляет  $\pm 2$  дБ.

6. Предложено инженерно-техническое решение, позволяющее выполнить санитарные нормы в части снижения воздушного шума от дизель-генераторных установок применением многослойной звукоизолирующей перегородки из фанерного каркаса на стальной основе (звукоизоляция) и слоев материалов с звукопоглощающими и вибродемпфирующими свойствами.

7. Предложена конструкция виброизолирующего кресла на рабочем месте машиниста, где основным виброизолирующим элементом являются 4 металлические пружины, работающие на сжатие, а дополнительная виброизоляция обеспечивается специальными регулирующими элементами. Расчеты показали, что сиденье обеспечивает снижение общей вибрации до нормы.

8. Предложен алгоритм расчета ожидаемой акустической обстановки в помещениях вагона-электростанции, который позволяет при проектировании вагона-электростанции скорректировать шумовиброзащитные мероприятия для обеспечения установленных санитарных норм.

9. Предложенные рекомендации и решения позволили выполнить санитарные нормы шума и вибрации во всем нормируемом диапазоне частот и установить итоговый класс условий труда – 2.

Результаты диссертационной работы прошли испытания и были успешно внедрены в производство, что подтверждено техническим актом внедрения ОАО

«Тихорецкий машиностроительный завод им. В. В. Воровского», а также техническим актом испытания Дирекции аварийно-восстановительных средств – структурного подразделения Северо-Кавказской железной дороги – филиала ОАО «РЖД». Отдельные результаты диссертационной работы используются в ФГБОУ ВО РГУПС в образовательном процессе – в учебно-методических материалах курсов лекций, лабораторных работ и практических занятий по дисциплинам «Безопасность жизнедеятельности», «Инженерная экология», «Охрана труда», «Управление техносферной безопасностью», «Специальная оценка условий труда», «Промышленная санитария и гигиена труда» для обучающихся по направлению подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность», профиль «Управление транспортной безопасностью и охраной труда», и специальностям 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», 23.05.03 «Подвижной состав железных дорог» и 23.05.04 «Эксплуатация железных дорог».

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. **Пастухов, И. Ф.** Конструкция вагонов : учебник для колледжей и техникумов ж.-д. транспорта / И. Ф. Пастухов, В. В. Пигунов, Р. О. Кошкалда. – 2-е изд. – Москва : Маршрут, 2004. – 504 с. – ISBN 5-94069-004-1 (в обл.).
2. **Харитонов, М. И.** Грузовые вагоны. В 2 ч. Ч. I : Полувагоны и крытые вагоны) : учебное пособие вузов ж.-д. транспорта / М. И. Харитонов, В. Н. Панкин. – Хабаровск : ДВГУПС, 2004. – 88 с.
3. **Фролова, Д. С.** Теоретическая оценка акустических характеристик в вагоне-электростанции восстановительного поезда / Д. С. Фролова, В. А. Крутова // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4. – С. 111–115. – ISSN 1818-5509.
4. **Яицков, И. А.** Методология обеспечения виброакустической безопасности локомотивных бригад при проектировании и эксплуатации тепловозов и мотовозов: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.26.01 / Яицков Иван Анатольевич. – Ростов-на-Дону, 2019. – 279 с.
5. Способы снижения шума и вибраций при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава / И. В. Колесников, С. Ф. Подуст, С. С. Подуст, А. Н. Чукарин. – Москва : Всероссийский институт научной и технической информации Российской академии наук (ВИНИТИ РАН), 2015. – 216 с. – EDN WOBVJH.
6. **Хеймерл, Г.** Сравнение методов защиты от шума / Г. Хеймерл // Железные дороги мира. – 1999. – № 5. – ISSN 0321-1495.
7. **Нартлебен, Д.** Шлифование рельсов как мероприятие по предотвращению и устранению шума / Д. Нартлебен // Железные дороги мира. – 2005. – № 12. – ISSN 0321-1495.
8. **Охяма, Т.** Повышение скоростей движения на линиях Синкансен – проект Atlas / Т. Охяма // Железные дороги мира. – 1997. – №3. – ISSN 0321-1495.
9. Директива 2006/66/ЕС // Official Journal of the European Union. – 2006. – L37. – С. 1–49.

10. СН 2.2.4/2.1.8.562-95. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки : утв. пост. Госкомсанэпиднадзора РФ от 31.10.1996 № 36. – 6 с. – Текст : электронный. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294851/4294851487.htm?ysclid=m4414okmxr709281379> (дата обращения: 17.11.2024)
11. Шум на транспорте: пер. с англ. / под ред. В.Е. Тольского, Г.В. Бутакова, Б.Н. Мельникова. – М.: Транспорт, 1995. – 368 с.
12. ГОСТ 20444-85. Шум. Транспортные потоки. Методы измерения шумовой характеристики. – Москва : Издательство стандартов, 1985. – 23 с.
13. **Dittrich, M. G.** The IMAGINE model for railway noise prediction / M.G. Dittrich // Acta Acustica united with Acustica – 2005. – Vol. 93(2). – P. 44.
14. State of the art: Technical Report / A. Beek [et al.]. – 2002. – P. 78.
15. **Климпел, Т.** Шум качения и методы борьбы с ним / Т. Климпел, К. Кносэ // Железные дороги мира. – 2003. – № 12. – ISSN 0321-1495.
16. **Хечт, М.** Исследование шума от качения колес / М. Хечт, М. Виймерс // Железные дороги мира. – 2003. – № 12. – ISSN 0321-1495.
17. **Кабаяси, М.** Исследование вибраций и шума из-за неровностей на поверхности катания модели колеса / М. Кабаяси, Т. Найто // Железные дороги мира. – 1984. – № 7. – ISSN 0321-1495.
18. Проблема снижения шума от железнодорожного транспорта. – Текст : электронный. – URL: <http://www.reffond.ru> (дата обращения: 20.11.2024).
19. Определение источников шума на подвижном составе // Железные дороги мира. – 1998. – № 10. – ISSN 0321-1495.
20. Влияние на окружающую среду. – Текст : электронный. – URL: <http://tmn.fio.ru/works/80x/307/01creda.htm> (дата обращения: 28.11.2024).
21. **Зальцман, Х.** Путь на жестком основании и меры по защите от шума / Х. Зальцман // Железные дороги мира. – 1999. – № 5.
22. **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.

23. **Попков, В. И.** Колебания механизмов и конструкций / В. И. Попков, С. В. Попков. – Санкт-Петербург : Сударыня, 2009. – 490 с. – ISBN 978-5-88718-060-9.
24. **Высокоскоростное движение и экология / Б. Шульте-Вернинг [и др.] // Железные дороги мира. – 2000. – № 7. – ISSN 0321-1495.**
25. **Лучак, М.** Смазывание рельсов как средство уменьшения шума / М. Лучак // Железные дороги мира. – 2000. – № 7. – ISSN 0321-1495.
26. **Вилленбринг, Л.** Техника измерений воздушного и корпусного шума / Л. Вилленбринг // Железные дороги мира. – 1989. – № 2. – ISSN 0321-1495.
27. **Маршолек, М.** Сравнение уровня шума в вагонах современных высокоскоростных поездов / М. Маршолек, Г. Ейбиш // Железные дороги мира. – 2003. – № 5. – ISSN 0321-1495.
28. **Озава, С.** Снижение шума при выходе скоростного поезда из тоннелей / С. Озава // Железные дороги мира. – 1985. – № 8. – ISSN 0321-1495.
29. **Прель, Ж.** Малошумный поезд / Ж. Прель // Железные дороги мира. – 2004. – № 5. – ISSN 0321-1495.
30. **Шумоизолированные стальные мосты / К. Остермайер [и др.] // Железные дороги мира. – 2004. – № 11. – ISSN 0321-1495.**
31. **Томпсон, Д.** Малошумный путь / Д. Томпсон, С. Джонс // Железные дороги мира. – 2002. – № 9. – ISSN 0321-1495.
32. **Потенциал и пределы возможностей колодочного тормоза / Х.-Р. Эйлерс [и др.] // Железные дороги мира. – 2004. – № 4. – ISSN 0321-1495.**
33. **Кольна, Ж.** Борьба с шумом и вибрацией на городском рельсовом транспорте / Ж. Кольна // Железные дороги мира. – 1983. – № 2. – ISSN 0321-1495.
34. **Иванов, Н. И.** Основы виброакустики : учебник для вузов / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. – Санкт-Петербург : Политехника, 2000. – 482 с. – ISBN 5-7325-0599-7.
35. **Дево, А.** Ослабление вибраций и шумов, воздействующих на различные сооружения при проходе подвижного состава / А. Дево // Железные дороги мира. – 1971. – № 2. – ISSN 0321-1495.

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

37. **Дайшль, Ф.** Защита от шума и вибрации на подземных участках железной дороги и метрополитена / Ф. Дайшль // Железные дороги мира. – 1985. – № 1. – ISSN 0321-1495.

38. Шумогасящие материалы // Железные дороги мира. Раздел «Новости». – 2000. – № 4. – ISSN 0321-1495.

39. **Дженсен, Дж.** Уменьшение воздействия вибраций и шума от метрополитена на окружающую среду / Дж. Дженсен, О. Ларсен // Железные дороги мира. – 2001. – № 1. – ISSN 0321-1495.

40. **Кносэ, К.** Динамические свойства резиновых рельсовых подкладок / К. Кносэ // Железные дороги мира. – 2005. – № 8. – С. 73–78. – ISSN 0321-1495.

41. Снижение вибрации и шума на виброкатках / В. Я. Балакирев, С. А. Варганов, Н. И. Иванов, В. М. Куликов // Строительные и дорожные машины. – 1973. – № 6. – С. 20–22. – ISSN 0039-2391.

42. **Беляевский, К. В.** Исследование и расчет звукоизоляции кабин мелиоративных машин / К. В. Беляевский, Н. И. Иванов, Б. А. Кришневский // Строительные и дорожные машины. 1982. – № 3. – С. 15–17. – ISSN 0039-2391.

43. Методы и средства снижения шума мелиоративных машин / Л. Ф. Дроздова, Н. И. Иванов, Б. А. Кришневский, М. М. Самойлов. – Москва : ЦНИИТЭстроймаш, 1984. – 39 с. – (Строительное, дорожное и коммунальное машиностроение).

44. **Ерофеев, Л. В.** Пути снижения шума при работе свайных вибромолотов / Л. В. Ерофеев, Н. И. Иванов, В. И. Ченчиковский. – Москва : ЦНИИТЭИСтроймаш, 1972. – Вып. 1. – С. 3–39.

45. **Иванов, Н. И.** Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах / Н. И. Иванов. – Москва : Транспорт, 1979. – 271 с.

46. **Иванов, Н. И.** Борьба с шумом на путевых машинах / Н. И. Иванов // Бюллетень ОСЖД. – 1972. – № 4. – С. 25–28. – ISSN 0208-869X.

47. **Иванов, Н. И.** К расчету звукоизолирующих капотов, устанавливаемых на самоходные и передвижные машины / Н. И. Иванов, Л. Ф. Дроздова // Труды ЛИИЖТ. – 1979. – Вып. 408. – С. 57–74.

48. **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.

49. **Иванов, Н. И.** Анализ эффективности звукоизолирующих кабин самоходных машин / Н. И. Иванов, Б. А. Кришневский // Борьба с шумом и вибрациями в строительстве. – Ленинград : Ленингр. Дом н.-т. пропаганды, 1982. – С. 45–51.

50. **Иванов, Н. И.** К расчету ожидаемой шумности на строительных машинах / Н. И. Иванов, Г. М. Курцев // Труды ЛИИЖТ. – 1977. – Вып. 408. – С. 38–57.

51. **Иванов, Н. И.** Глушители шума выхлопа путевых и строительных машин / Н. И. Иванов, Б. Л. Машарский // Звукоизолирующие и звукопоглощающие конструкции в практике борьбы с шумом. – Ленинград : Ленингр. Дом н.-т. пропаганды, 1977. – С. 37–44.

52. **Иванов, Н. И.** Расчет эффективности малых акустических экранов / Н. И. Иванов, М. М. Самойлов // Проблемы шумозащиты. – Днепропетровск, 1980. – С. 21–23.

53. **Иванов, Н. И.** Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах / Н. И. Иванов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1987. – 223 с.

54. **Волкова, П. Д.** Волнистость желобов внутренних колец и ее влияние на шумность подшипников качения / П. Д. Волкова, Н. Н. Герасимова // Подшипниковая промышленность. – 1960. – № 3. – С. 10–14.

55. **Никифорова, Г. Н.** Исследование радиальных и радиально-упорных скоростных шарикоподшипников как источников механических колебаний / Г. Н. Никифорова, А. К. Явленский, К. Н. Явленский // УП Всесоюзная акустическая конференция по физической и технической акустике. – Ленинград, 1973. – С. 332–334.

56. **Браун, Р. К.** Анализ вибраций роликовых и шпиральных подшипников / Р. К. Браун, А. Н. Джатнер // Конструирование и технология машиностроения. – Труды Американского общества инженеров-механиков. – 1979. – № 4. – С. 65–72.

57. **Грищенко, В. И.** Влияние отклонений форм рабочих поверхностей конического роликоподшипника на уровень интенсивности его вибрации / В.И. Грищенко // Вестник машиностроения. – 1979. – № 5. – С. 32–34.

58. **Чукарин, А. Н.** Влияние радиального зазора на шум подшипников качения / А. Н. Чукарин ; Ростов. ин-т с.-х. машиностроения. – Ростов-на-Дону, 1979. – Деп. ВНИИМАШ 9.07.79, № 77.

59. **Асидати, А.** Контактные усталостные повреждения подшипников качения и возникновение акустической эмиссии / А. Асидати, Х. Ишикава // Киндзоки. – 1979. – Т. 49, № 7. – С. 56–57.

60. **Шефтель, Б. Т.** Исследование вибраций шарикоподшипника с осевым натягом / Б. Т. Шефтель // Машиноведение. – 1974. – № 4. – С. 38–40. – ISSN 0025-457.

61. **Гергерт, В. А.** Исследование шума в кабинах тяжелых путевых дрезин / В. А. Гергерт // Труды IV Международной научно-технической конференции по динамике технологических систем. – Ростов-на-Дону, 2001. – Т. 3. – С. 212–214.

62. Зависимость коэффициента потерь колебательной энергии тонких стальных пластин в функции толщины и частоты колебаний / А. М. Капустянский, В. А. Гергерт, В. С. Каганов, Б. Ч. Месхи // Проектирование технологических машин : сборник научных трудов. Вып. 23 / под редакцией д.т.н., проф. А. В. Пуша. – Москва : ГОУ ДПО «ИУИАП», 2001. – С. 22–24.

63. **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.

64. **Ахвердиев, К. С.** Расчет структурного шума в кабинах тяжелых путевых дрезин при переменном модуле упругости подрельсового основания / К. С. Ахвердиев, В. А. Гергерт, А. Н. Чукарин // Проектирование технологических

машин : сборник научных трудов. Вып. 23 / под редакцией д.т.н., проф. А. В. Пуша. – Москва : ГОУ ДПО «ИУИАП», 2001. – С. 30–38.

65. **Гергерт, В. А.** Влияние внешних источников шума на акустические характеристики в кабинах путевых дрезин / В. А. Гергерт, В. Г. Плахов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2002. – № 1. – С. 38–41. – ISSN 0201-727X.

66. Экспериментальные исследования звукопоглощающих свойств различных материалов / А. М. Капустянский, В. А. Гергерт, Б. Ч. Месхи, М. Е. Лысенко // Проектирование технологических машин : сборник научных трудов. Вып. 23 / под редакцией д.т.н., проф. А. В. Пуша. – Москва : ГОУ ДПО «ИУИАП», 2001. – С. 39–47.

67. **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.

68. **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.

69. **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.

70. **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.

71. **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.

72. **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, 27–29 окт. – Ростов-на-Дону, 2010. – С. 8–14.

73. **Пронников, Ю. В.** Совершенствование методов виброакустического расчета и проектирования кабин : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.02, 05.26.01 / Пронников Юрий Викторович. – Ростов-на-Дону, 2012 – 18 с.

74. **Подуст, С. Ф.** Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов : монография / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2013. – 160 с.

75. **Подуст, С. Ф.** Моделирование виброакустической динамики рельса на шпалах / С. Ф. Подуст, Д. А. Куклин // Вестник Донского государственного технического университета. – 2013. – № 1-2 (70-70). – С. 106–111. – ISSN 1992-5980.

76. **Подуст, С. Ф.** Моделирование виброакустической динамики шпал при движении подвижного состава / С. Ф. Подуст // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2013. – № 1. – С. 50–54. – ISSN 0201-727X.

77. **Подуст, С. Ф.** Анализ закономерностей шумообразования электропоездов / С. Ф. Подуст // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2012 – № 14. – С. 42–45. – ISSN 0201-727X.

78. **Подуст, С. Ф.** Экспериментальные исследования шума и вибрации грузовых поездов / С. Ф. Подуст // IX Промышленный конгресс юга России : сборник статей. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2013. – 776 с. – С. 212–214.

79. **Подуст, С. Ф.** Спектральный состав шума в кабинах локомотивов / С. Ф. Подуст, Ю. В. Пронников // Транспорт-2013 : труды Международной научно-

практической конференции, 24–26 апр. Ч. 2 / Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2013. – С. 215–216.

80. **Подуст, С. Ф.** Экспериментальные исследования диссипативной функции элементов остекления электровозов / С. Ф. Подуст, Ю. В. Пронников // IX Промышленный конгресс юга России : сборник статей, – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2013. – 776 с. – С. 215–221.

81. **Подуст, С. Ф.** Увеличение звукоизоляции элементов остекления электровозов / С. Ф. Подуст // Известия института управления и инноваций авиационной промышленности. – 2011. – № 104. – С. 104-109. ISSN 1814-2109.

82. **Подуст, С. Ф.** Обеспечение виброакустической безопасности локомотивных бригад при расчете и проектировании грузовых электровозов: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.26.01, 05.02.02 / Подуст Сергей Федорович. – Ростов-на-Дону, 2013. – 126 с.

83. **Яицков, И. А.** Идентификация производственных факторов, влияющих на условия труда работников локомотивных бригад тепловозов и мотовозов / И. А. Яицков, Т. А. Финоченко, А. Н. Чукарин // Инженерный вестник Дона. Электронный научный журнал. – 2017. – № 4. – URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2017/44389](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2017/44389) (дата обращения: 20.11.2024).

84. **Яицков, И. А.** Анализ источников шума тепловозов и их влияние на обеспечение безопасности движения поездов / И. А. Яицков // Транспорт: наука, образование производство : сборник научных трудов. Т. 1 : Технические науки. – Росна-на-Дону : РГУПС, 2017. – С. 306–307.

85. 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.

86. **Яицков, И. А.** Влияние человеческого фактора на проблемы повышения безопасности движения / И. А. Яицков, О. И. Веревкина // Труды Ростовского

государственного университета путей сообщения. – 2017. – № 4 (41). – С. 16–21. – ISSN 1818-5509.

87. 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.

88. **Козлюк, В. В.** Акустическое воздействие 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.

89. **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.

90. **Яицков, И. А.** Теоретическое исследование воздушной составляющей шума силовых установок транспортных машин. – Текст : электронный / И. А. Яицков // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». – 2017. – Т. 9, № 6. – URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/35TVN617.pdf> (дата обращения: 26.11.2024).

91. **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.

92. **Yaitskov, I. A.** Theoretical Research of Noise and Vibration Spectra in Cabins of Locomotive and Diesel Shunting Locomotive / Ivan A. Yaitskov, Alexander N. Chukarin and Tatiana A. Finotchenko // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12, No. 21. – P. 10724–10730. – ISSN 0973-4562.

93. **Яицков, И. А.** 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. – Москва. 2018. – № 6. – С. 106–113. – ISSN 1995-4646

94. **Yaitskov, I.** On the issue of formation the air noise component at workplaces of the diesel locomotives crews. – Text : electronic / Ivan Yaitskov // MATEC Web of Conferences. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (ICMTMTE 2018). – 2018. – Vol. 224. – Article no. 02024. – DOI. 10.1051/matecconf/201822402024. – URL: [https://www.matec-conferences.org/articles/matecconf/pdf/2018/83/matecconf\\_icmtmte2018\\_02024.pdf](https://www.matec-conferences.org/articles/matecconf/pdf/2018/83/matecconf_icmtmte2018_02024.pdf) (дата обращения: 08.11.2024).

95. **Яицков, И. А.** Обеспечение безопасных условий труда локомотивных бригад при проектировании и эксплуатации тормозных систем тягового подвижного состава : монография / И. А. Яицков. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2019. – 143 с. – ISBN 978-5-88814-818-1.

96. **Скучик, Е.** Основы акустики : в 2 т. / Е. Скучик. – Москва : Мир, 1976. – Т. 1 : 520 с. ; Т. 2 : 542 с.

97. **Kurze, U. J.** Noise Reduction by Barriers / U. J. Kurze // Journal of the Acoustical Society of America. – 1974. – Vol. 55, No. 3. – P. 504–508. – ISSN 0001-4966.

98. **Maekawa, Z.** Noise Reduction by Distance from Sources of Various Shapes / Z. Maekawa, // Applied Acoustics. – 1970. – Vol. 3, No. 3. – P. 225–238. – ISSN 0003-682X.

99. **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.

100. ГОСТ 33329-2015. Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 12 с.

101. Справочник проектировщика. Защита от шума / под редакцией Е. Я. Юдина. – Москва : Стройиздат, 1974. – 134 с.

102. **Зюзликова, Н. В.** Снижение шума на рабочих местах в помещениях акустическими экранами : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.26.01 / Зюзликова Наталья Васильевна. – Санкт-Петербург, 1999. – 24 с.

103. **Тюрина, Н. В.** Расчет эффективности акустических экранов сложной формы / Н. В. Тюрина, Ю. И. Элькин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2005. – Спец. выпуск «ELPIT-2005», Т. 2. – С. 86–88.

104. СП 51.13330.2011 Свод правил. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003. – Москва : Минрегион России, 2011. – 41 с.

105. **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.

106. Акустические экраны: конструкция, материалы, эффективность // Мир дорог. – 2008. – № 35. – С. 64–66.

107. **Тюрина, Н. В.** Классификация акустических экранов / Н. В. Тюрина // Новое в теоретической и прикладной акустике : сборник трудов 2-й Всероссийской школы-семинара, г. Санкт-Петербург, 17–18 октября 2002 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург, 2002. – С. 115–121.

108. **Тупов, В. Б.** Опыт снижения шума энергетических установок / В. Б. Тупов // Защита населения от повышенного шумового воздействия : сборник докладов II Всероссийской научно-практической конференции, г. Санкт-Петербург, 17–19 марта 2009 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : БГТУ, 2009. – С. 190–200.

109. **Иванов, Н. И.** Снижение технологического шума акустическими экранами / Н. И. Иванов, Н. В. Тюрина // Безопасность жизнедеятельности. – 2003. – № 6. – С. 19–24. – ISSN 1684-6435.

110. ГОСТ 33328-2015. Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Методы контроля. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 12 с.

111. **Шубин, И. Л.** Акустический расчет и проектирование шумозащитных экранов : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.23.01 / Шубин Игорь Любимович. – Москва, 2011. – 46 с.

112. **Тюрина, Н. В.** Проблема снижения шума акустическими экранами / Н. В. Тюрина, Н. И. Иванов // Дорожная держава. – 2008. – № 12. – С. 38–40.

113. **Котани, Ю.** Современное состояние и перспективы развития звукопоглощающих и виброизолирующих материалов в автомобилестроении / Ю. Котани, К. Тасииро // Дзюдося Гидзяцу. – 1972. – Т. 26, № 3. – С. 345–356.

114. **Watzl, A.** Anlagen zur Herstellung von Fliesstoffen für die Automobilindustrie / A. Watzl // TextilPraxisIntern. – 1987. – Bd. 42. – Nr. 11. – S. 1344–1354.

115. Теплошумопоглощающие материалы из синтетических волокон / В. А. Быков, А. Д. Шуляк, Г. Г. Шерстнева [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 7. – С. 8–11. – ISSN 0005-2337.

116. **Кальдина, М. Ю.** Использование отходов полиамидных нитей при выработке полотен для прокладок в автомобилестроении / М. Ю. Кальдина, С. В. Конюхова // Текстильная промышленность. – 1985. – № 3. – С. 31. – ISSN 0040-2397.

117. **Иванов, Н. И.** Влияние звукоизоляции на эффективность акустических экранов / Н. И. Иванов, Д. А. Куклин, Н. В. Тюрина // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – Т. 12, № 1-9. – С. 2223–2228.

118. **Куклин, Д. А.** Расчет эффективности малых экранов для железных дорог / Д. А. Куклин, 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.

119. **Куклин, Д. А.** Исследования акустических экранов для снижения шума поездов / Д. А. Куклин, Н. В. Тюрина / Безопасность жизнедеятельности: научно-практический и учебно-методический журнал. – Москва : Новые технологии, 2009. – № 8. – С. 30–34. – ISSN 1684-6435

120. **Крутова, В. А.** Научное обоснование способов снижения виброакустических характеристик мостовых кранов при проектировании и

эксплуатации: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 1.3.7 / Крутова Вероника Александровна. – Ростов-на-Дону, 2023. – 263 с.

121. **Бондаренко, В. А.** Снижение шума и вибраций редукторов мостовых кранов повышенной грузоподъемности / В. А. Бондаренко, А. Н. Чукарин // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. – 2017. – № 2(41). – С. 308–314. – ISSN 2073-8072.

122. **Бондаренко, В. А.** Моделирование шумообразования корпуса редукторов повышенной мощности при виброизоляции подшипниковых узлов / В. А. Бондаренко, А. Н. Чукарин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2013. – Т. 12, № 8(69). – С. 83–88. – ISSN 0201-727X.

123. **Бондаренко, В. А.** Способы снижения шума редукторов мостовых кранов / В. А. Бондаренко, А. Н. Чукарин // Транспорт-2015 : труды Международной научно-практической конференции. Ч. 1 : Экономические и технические науки / ФГБОУ ВПО РГУПС. – Ростов-на-Дону, 2015. – С. 287–288. – ISBN 978-5-88814-411-4.

124. **Бондаренко, В. А.** Уточнение расчета акустических экранов, устанавливаемых в производственном помещении / В. А. Бондаренко, И. В. Богуславский, С. С. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2014. – Т. 14, № 1 (76). – С. 93–97. – ISSN 1992-5980.

125. **Бондаренко, В. А.** Снижение шума тяжелых мостовых кранов путем улучшения виброакустических характеристик редукторов (теория и практика) : монография / В. А. Бондаренко, С. А. Раздорский, А. Ч. Эркенов ; под общей редакцией А. А. Короткого. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2015. – 178 с. – ISBN 978-5-906425-10-2 : 600 экз.

126. **Бондаренко, В. А.** Снижение шума и вибрации редукторов : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.26.01 / Бондаренко Вероника Александровна. – Ростов-на-Дону, 2014. – 150 с.

127. **Bondarenko, V. A.** Methods of noise reduction of bridge crane rails / V. A. Bondarenko, A. N. Chukarin // Akustika, Studio D – Akustikas.r.o., České Budějovice, 2019. – Vol. 32. – P. 3–6. – ISSN 1801-9064.

128. **Шашурин, А. Е.** Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами (на примере строительного-дорожного машин) : специальность 01.04.06 «Акустика» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Шашурин Александр Евгеньевич. – Санкт-Петербург, 2010. – 178 с. – EDN QEZVCV.

129. Испытания акустических экранов в натуральных условиях / Н. И. Иванов, Н. Г. Семенов, Н. В. Тюрина [и др.] // Защита населения от повышенного шумового воздействия : сборник докладов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 22–24 марта 2011 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : ИННОВА, 2011. – С. 555–562. – EDN TCPEOF.

130. Опыт применения акустических экранов со звукопоглощающими панелями из импрегнированной древесины / А. Е. Шашурин, Н. В. Тюрина, Н. Г. Семенов, В. А. Корнилов // Защита населения от повышенного шумового воздействия : сборник докладов III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 22–24 марта 2011 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : ИННОВА, 2011. – С. 332–336. – EDN TCRBCZ.

131. **Шашурин, А. Е.** Исследование акустических экранов для снижения шума на строительном-дорожном машинах / А. Е. Шашурин, Ю. И. Элькин // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 26–28 марта 2013 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Балтийский государственный технический университет «Военмех», 2013. – С. 342–351. – EDN SWEYKV.

132. **Шашурин, А. Е.** Определение звукоизоляции и звукопоглощения шумозащитного экрана в натуральных условиях / А. Е. Шашурин, Ю. С. Бойко, В. В.

Светлов // Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов ELPIT 2015 : сборник трудов Пятого международного экологического конгресса (Седьмой международной научно-технической конференции), Самара, 16–20 сентября 2015 г. Т. 6. – Самара : Автономная некоммерческая организация «Издательство Самарского Научного Центра», 2015. – С. 218–221. – EDN VSEALF.

133. **Шашурин, А. Е.** Образование звукового поля вблизи шумозащитного экрана на примере испытаний в натуральных условиях / А. Е. Шашурин, Ю. С. Бойко, В. В. Светлов // Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов ELPIT 2015 : сборник трудов Пятого международного экологического конгресса (Седьмой международной научно-технической конференции), Самара, 16–20 сентября 2015 г. Т. 6. – Самара : Автономная некоммерческая организация «Издательство Самарского Научного Центра», 2015. – С. 213–217. – EDN VSEALP.

134. **Шашурин, А. Е.** Шумозащитные экраны с надстройкой на свободном ребре / А. Е. Шашурин, Н. В. Тюрина, В. А. Корнилов // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 18–20 марта 2015 года / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург: Общество с ограниченной ответственностью «Айсинг», 2015. – С. 580-583. – EDN TNNLDP.

135. **Шашурин, А. Е.** Малый шумозащитный экран / А. Е. Шашурин // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов V Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 18–20 марта 2015 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Общество с ограниченной ответственностью «Айсинг», 2015. – С. 458–460. – EDN TNNKYR.

136. **Шашурин, А. Е.** Проектирование и строительство шумозащитных экранов: исключение характерных ошибок, унифицированность и удешевление конструкции / А. Е. Шашурин, К. В. Бужинский, Ю. С. Бойко // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. – 2017. – № 3(19). – С. 96-104. – EDN ZSMCMP.

137. **Патент РФ № 168981U1**, МПК E01F 8/00. Дифрагирующая панель для шумозащитного экрана / А. Е. Шашурин, К. В. Бужинский, В. В. Светлов [и др.] ; № 2016113102 : заявл. 05.04.2016 : опубл. 01.03.2017. – EDN EBOVDJ.

138. **Шашурин, А. Е.** Определение эффективной высоты и акустических характеристик шумозащитного экрана / А. Е. Шашурин // Noise Theory and Practice. – 2018. – Т. 4, № 2 (12). – С. 5–10. – EDN MHROXB.

139. **Шашурин, А. Е.** Исследование транспортных шумозащитных экранов на опытном стенде / А. Е. Шашурин, Н. Г. Семенов // Noise Theory and Practice. – 2018. – Т. 4, № 1(11). – С. 46–55. – EDN YWEBGB.

140. **Васильев, А. В.** Разработка и апробация глушителей шума энергетических установок / А. В. Васильев, Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин // Экология и промышленность России. – 2023. – Т. 27, № 2. – С. 10–14. – DOI 10.18412/1816-0395-2023-2-10-14. – EDN PDDNXZ.

141. **Патент РФ № 202977U1**. Глушитель шума выпуска для двигателя внутреннего сгорания / О. В. Латифов. – № 2020124485 ; заявл. 14.07.2020; опубл. 17.03.2021, Бюл. № 8. – 8 с.

142. **Патент РФ № 129560U1**. Глушитель шума выпуска для двигателя внутреннего сгорания / С. Т. Латыпов. – № 2012148023/06 ; заявл., 12.11.2012 ; опубл. 27.06.2013 Бюл. № 18. – 11 с.

143. **Патент РФ № 2282730C2**. Глушитель шума выпуска для двигателя внутреннего сгорания / А. И. Шишко. – № 2004136091/06; заявл. 09.12.2004 ; опубл. 27.06.2006, Бюл. № 24. – 13 с.

144. **Патент РФ № 2521697C1**. Глушитель-искрогаситель шума выпуска для двигателя внутреннего сгорания / С. Т. Латыпов. – № 2013121936/06 ; заявл., 13.05.2013 ; опубл. 10.07.2014, Бюл. № 19. – 8 с.

145. Экспериментальное исследование низкочастотной эффективности малогабаритного звукоизолирующего кожуха / В. Ю. Кирпичников, А. П. Кошеев, Д. Г. Добрынин, Л. Ф. Дроздова // Noise Theory and Practice. – 2020. – Т. 6, № 1(19). – С. 39–46. – EDN VUXTDH.

146. **Дроздова, Л. Ф.** Проектирование и расчет эффективности капотов малого объема / Л. Ф. Дроздова, В. Ю. Кирпичников, А. В. Кудаев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – Т. 17, № 6-3. – С. 597-603. – EDN WQRPQZ.

147. **Дроздова, Л. Ф.** Особенности проектирования звукоизолирующих капотов / Л. Ф. Дроздова, А. В. Кудаев // Защита населения от повышенного шумового воздействия : сборник докладов II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 17–19 марта 2009 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : ИННОВА, 2014. – С. 529–535. – EDN TCPNDR.

148. **Дроздова, Л. Ф.** Капоты силовых установок как средство ближней звукоизоляции источников шума / Л. Ф. Дроздова // Методы и средства снижения шума мелиоративных машин. – Сер. 5, 6. – Вып. 3. – Москва : ЦНИИТЭСтроймаш, 1984. – С. 22–33.

149. **Клюкин, И. И.** Об оценке эффективности звукоизолирующих кожухов для механизмов и о некоторых способах ее увеличения / И. И. Клюкин. – Известия ЛЭТИ. – 1968. – № 63. – С. 264–275. – ISSN 2071-8985.

150. **Клячко, Л. Н.** Разработка и исследования оптимальных конструкций звукоизолирующих кожухов / Л. Н. Клячко // В кн. : Борьба с шумом и вибрациями. – Москва, 1966. – С. 281–284.

151. **Sonntag, E.** Der Einfluß des Verlustfaktors auf das Schalldämmab von Blechkapseln / E. Sonntag // Hochfrequenztechnik und Elektroakustik. – 1961. – Bd. 74, Nr. 5–6. – S. 206–211.

152. **Eichler, E.** Thermal Circuit Approach to Vibrations des Schotterbetteslindes Gleises / E. Eichler // Fr. Plasser. Австр. Нам. Кл. – 1940. – Nr. 306776.

153. **Junger, M. C.** Selecting the Simplest Mathematical Model of a Vibrating Structure for Meaningful Radiated Noise Calculations / M. C. Junger // Proceedings of the Institute of Environmental Sciences. – 1970. – P. 352–357.

154. **Fukuda, M.** Noise Reduction by Means of Enclousure / M. Fukuda // Technol. Repts. Jamaguchi Univ. – 1987. – Vol. 2. – No. 2. – P. 83–92.

155. **Шаров, Н. С.** Применение звукоизолирующих капотов в машинном помещении / Н. С. Шаров // Борьба с шумом, вибрацией и акустическим загрязнением окружающей среды в строительстве и промышленности строительных материалов. – Ленинград : ЛДНТП, 1987. – С. 82–86.

156. **Иванов, Н. И.** Расчет внешнего шума строительного-дорожного машин, оборудованных звукоизолирующими капотами / Н. И. Иванов, А. В. Кудаев, А. Е. Шашурин // Защита от повышенного шума и вибрации : сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 26–28 марта 2013 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Балтийский государственный технический университет «Военмех», 2013. – С. 704–708. – EDNSWEZHХ.

157. **Авилова, Г. М.** Экспериментальное исследование звукоизоляции оболочек различной формы / Г. М. Авилова // Акустический журнал. – 1982. – Т. 28. – Вып. 5. – С. 696–697. – Текст : электронный. – URL: [http://akzh.gpi.ru/pdf/1982\\_5\\_696-697.pdf](http://akzh.gpi.ru/pdf/1982_5_696-697.pdf) (дата обращения: 19.11.2024)

158. **Дроздова, Л. Ф.** Расчет и проектирование звукоизолирующих капотов для снижения шума энергетических установок / Л. Ф. Дроздова, А. В. Кудаев // Безопасность жизнедеятельности. – 2009. – № 8(104). – С. 40-47. – EDN KUGTBХ.

159. **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.

160. **Jackson, R. S.** The Performance of Acoustic Hoode at Low Frequencies / R. S. Jackson // Acoustica. – 1962. – Vol. 12. – N 3. – P. 139-152.

161. **Junger, M. C.** Sound Transmission Through an Elastic Enclousure Acoustically Compeled to a Noise Sourse / M. C. Junger // ASME Paper. – 1970. – No. 70-WA/DE. – P. 352–357.

162. **Ver, L. L.** Reduction of Noise by Acoustic Enclousures. Isolation of Mechanical Vibration Impact and Noise (J.C.) / L. L. Ver // ASME Design Engineering Technical Conference, Cincinnati, Ohio, 1973, Sept. – Cincinnati, 1973. – P. 130–136.

163. **Tweed, L. W.** Three Methods for Predicting the Insertion Loss of Close-Fitting Acoustical Enclosures / L. W. Tweed, D. R. Tree // *Noise Control Eng.* – 1978. – March-Apr. – P. 225–238.

164. Борьба с шумом на производстве : справочник / Е. Я. Юдин, Л. А. Борисов, И. В. Горенштейн [и др.] ; под общей редакцией Е. Я. Юдина. – Москва : Машиностроение, 1985. – 400 с.

165. **Бузник, В. М.** Интенсификация теплообмена в судовых установках / В. М. Бузник. – Ленинград : Судостроение, 1969. – 324 с.

166. **Ющенко, А. В.** Теоретическое исследование шумообразования галтовочных барабанов / А. В. Ющенко // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения.* – 2012. – № 4(48) – С. 11–14. – ISSN 0201-727X

167. **Ющенко, А. В.** Закономерности динамического взаимодействия рабочей среды со стенками галтовочного барабана / А. В. Ющенко, А. Н. Чукарин // *Вестник Донского государственного технического университета.* – 2013. – № 1–2 (70–71). – С. 118–126. – ISSN 1992-5980.

168. **Ющенко, А. В.** Влияние факторов производственной среды на условия труда операторов галтовочных барабанов / А. В. Ющенко // *Известия Института управления и инноваций авиационной промышленности.* – 2012. – № 1–2. – С. 3–10. – ISSN 1814-2109.

169. **Ющенко, А. В.** Экспериментальные исследования спектров шумов и вибрации галтовочных барабанов / А. В. Ющенко // *Известия Института управления и инноваций авиационной промышленности.* – 2011 – № 3–4. – С. 106–112. – ISSN 1814-2109.

170. **Ющенко, А. В.** Исследование процесса съема металла при абразивной галтовке / А. В. Ющенко, М. Б. Флек // *Вестник Донского государственного технического университета.* – 2013. – № 3–4 (72–73). – С. 125–133.

171. **Ющенко, А. В.** Обеспечение качества и акустической безопасности при обработке изделий на галтовочных барабанах : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.26.01, 05.02.08 / Ющенко Алексей Викторович. – Ростов-на-Дону, 2013. – 147 с.

172. **Яицков, И. А.** О расчете спектров вибраций и шума тонкостенных оболочек на примере капотов силовых установок и при абразивной обработке сварных швов кузовных конструкций / И. А. Яицков, С. А. Раздорский // Современные фундаментальные и прикладные исследования. Международное научное издание. – 2017. – № 4 (27). – Ч. 1. – С. 191–196. – ISSN 2221-7797.

173. Определение регрессионных зависимостей коэффициентов передачи энергетических потоков / И. А. Яицков, А. А. Феденко, А. Н. Чукарин, С. А. Раздорский // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. – Рыбинск, 2018. – № 4 (47). – С. 57–63. – ISSN 2073-8072.

174. **Вилинов, И. Е.** Техничко-экономическое обоснование необходимости замены существующих кранов на краны «Готвальд» / И. Е. Вилинов, Е. Б. Смирнов, С. А. Раздорский // Инновационные технологии в машиностроении : сборник трудов Международной научно-технической конференции в рамках промышленного конгресса юга России. – Ростов-на-Дону : Выставочный центр «ВертолЭкспо», ГОУ ДПО «ИУИАП», 2009. – С. 337–341.

175. Техническая акустика транспортных машин : справочник / Л. Г. Балишанская, Л. Ф. Дроздова, Н. И. Иванов [и др.] ; под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Политехника, 1992. – 365 с.

176. **Шамшура, С. А.** Исследование процесса виброударного упрочнения деталей на однокоординатном вибрационном станке / С. А. Шамшура // Известия ИУИ АП. – 2005. – № 1–2. – С. 48–50.

177. **Шамшура, С. А.** Методика проведения экспериментальных исследований шероховатости и упрочнения поверхностного слоя лонжеронов при виброударном упрочнении / С. А. Шамшура // Вопросы вибрационной технологии : межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону, 2004. – № 4. – С. 183–189. – ISBN 5-7890-0074-6.

178. **Шамшура, С. А.** Влияние основных технологических параметров на остаточные напряжения поверхностного слоя при виброударном упрочнении лонжеронов / С. А. Шамшура // Вопросы вибрационной технологии : межвузовский

сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону, 2004. – № 4. – С. 190–193. – ISBN 5-7890-0074-6.

179. **Шамшура, С. А.** Обеспечение безопасных условий труда работающих при виброупрочнении и динамических испытаниях) : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.26.01 / Шамшура Сергей Александрович ; ДГТУ. – Ростов-на-Дону, 2010. – 340 с.

180. **Шамшура, С. А.** Технологическое обеспечение повышения качества и безопасности процесса виброударного упрочнения деталей на однокоординатных станках (на примере лонжеронов вертолетов) : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.08 / Шамшура Сергей Александрович ; ДГТУ. – Ростов-на-Дону, 2005. – 121 с.

181. **Шамшура, С. А.** Совершенствование методов расчета виброакустических характеристик процесса виброударного упрочнения деталей на однокоординатных станках с целью обеспечения промышленной безопасности оборудования : монография / С. А. Шамшура, А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2007. – 108 с. – ISBN 978-5-7890-0423-7.

182. **Шамшура, С. А.** Математическая модель шумообразования виброударного упрочнения лонжеронов вертолетов / С. А. Шамшура, С. Н. Шевцов, А. Н. Чукарин // Вестник Донского государственного технического университета. – 2009. – Т. 9, № 2 (41). – С. 217–223. – ISSN 1992-5980.

183. **Слюсарь, Б. Н.** Оценка воздействия технологической среды на вибрацию корпуса контейнеров при виброударном упрочнении лонжеронов / Б. Н. Слюсарь, С. А. Шамшура, С. Н. Шевцов // Проектирование технологического оборудования : межвузовский сборник научных трудов. – Ростов-на-Дону : ГОУ ДПО «ИУИ АП», 2003. – С. 85–96.

184. **Шамшура, С. А.** Система шумозащиты стенда для виброударного упрочнения труб лонжеронов / С. А. Шамшура // Прогрессивные технологические процессы в металлургии и машиностроении : сборник трудов научно-технической конференции, 7–9 сент. – Ростов-на-Дону, 2005. – С. 225–226.

185. **Шамшура, С. А.** Моделирование процессов шумообразования и вибраций оборудования виброупрочнения и динамических испытаний : монография / С. А. Шамшура. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2010. – 177 с. – ISBN 978-5-7890-0527-9.

186. 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.

187. **Бондаренко, В. А.** Расчет напряжений в системе «колесо – рельс» подвижного состава / В. А. Бондаренко, Д. С. Фролова // Современное развитие науки и техники (Наука-2017) : сборник научных трудов Всероссийской национальной научно-практической конференции. Т. 2. – Ростов-на-Дону, 2017. – С. 62–66.

188. **Бондаренко, В. А.** Оценка контактных явлений в системе «колесо – рельс» / В. А. Бондаренко, Д. С. Фролова // Современное развитие науки и техники (Наука-2017) : сборник научных трудов Всероссийской национальной научно-практической конференции. Т. 2. – Ростов-на-Дону, 2017. – С. 58–61.

189. **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.

190. **Рейсс, Г.** Методы акустической оптимизации подвижного состава / Г. Рейсс // Железные дороги мира. – 2003. – № 11. – ISSN 0321-1495.

191. **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.

192. **Подуст, С. Ф.** Влияние волнообразного износа рельса на виброакустические характеристики при движении подвижного состава / С. Ф. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2013. – Т. 13, № 5–6 (74). – С. 137–143. – ISSN 1992-5980.

193. **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

194. **Подуст, С. Ф.** Экспериментальные исследования шума и вибрации при движении пассажирских и скоростных поездов / С. Ф. Подуст // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2015. – № 2. – С. 30–35. – ISSN 0201-727X.

195. **Подуст, С. Ф.** Оценка коэффициента ослабления вибраций от колесных пар на основании кузова электровоза / С. Ф. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2016. – Т. 16, № 2(85). – С. 77-83. – DOI 10.12737/19683. – EDN WJSXNT.

196. **Бондаренко, В. А.** Моделирование вибрационного воздействия при движении транспортных машин в условиях промышленных предприятий / В. А. Бондаренко, Д. С. Фролова, Е. М. Щерба // НАУКОВЕДЕНИЕ. Интернет-журнал. – 2017. – Т. 9, № 5. – URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/87TVN517.pdf> (дата обращения: 19.11.2024).

197. **Иванов, Н. И.** Снижение шума и вибрации при работе тяжелых путевых машин / Н. И. Иванов / Центр. науч.-исслед. ин-т информации, техн.-экон. исследований и пропаганды ж.-д. трансп. – Москва, 1968. – 46 с.

198. Снижение шума и вибрации путевых машин / Науч.-исслед. ин-т информации по тяжелому, энергет. и трансп. машиностроению. – Москва, 1970. – 84 с.

199. **Чепульский, Ю. П.** Экспериментальные исследования вибрации некоторых типов путевых машин / Ю. П. Чепульский // Труды Московского института инженеров транспорта. – 1974. – Вып. 457. – С. 78–89.

200. **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.

201. Роль «человеческого фактора» в обеспечении безопасности железнодорожного транспорта / М. В. Баланова, В. В. Гомелев, И.Г. Переверзев, Т. А. Финоченко // Транспорт и логистика: Инновационное развитие в условиях глобализации технологических и экономических связей – 2018 : сборник трудов научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2019. – С. 303–307.

202. Оценка условий труда и профессиональный риск / М. В. Баланова, А. С. Козлюк, Д. В. Мотренко [и др.] // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 4 (49). – С. 9–13. – ISSN 1818-5509.

203. **Баланова, М. В.** Физические факторы, воздействующие на надежность работы машинистов кранов на железнодорожном ходу / М. В. Баланова, Т. А. Финоченко, И. Г. Переверзев // Надежность. – 2019. – № 19(1). – С. 36–39. – DOI 10.21683/1729-2646-2019-19-1-36-39.

204. **Баланова, М. В.** Вывод зависимости акустического воздействия внутренних источников в кабине крана на железнодорожном ходу / М. В. Баланова // Вестник научного центра по безопасности в угольной промышленности. – 2019. – Вып. 3. – С. 81–86. – ISSN 2072-6554.

205. **Шашурин, А. Е.** Расчет шума в кабинах строительно-дорожных машин / А. Е. Шашурин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – Т. 12, № 1-9. – С. 2271-2276. – EDN NDYHYD.

206. **Баланова, М. В.** Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований определения шума на рабочих местах / М. В. Баланова, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1. – С. 5–7. – ISSN 1818-5509.

207. **Баланова, М. В.** Экспериментальные исследования шума кранов на железнодорожном ходу / М. В. Баланова // Инженерный вестник Дона. Электронный научный журнал. – 2018. – № 1. – URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2018/1579](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2018/1579) (дата обращения: 23.11.2024)

208. **Баланова, М. В.** Вывод зависимостей акустического воздействия внутренних источников в кабине крана на железнодорожном ходу / М. В. Баланова

// XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего плюс. – 2019. – Т. 8, № 4 (48). – С. 193–196.

209. **Патент РФ № 2639359С1.** Виброизолирующая система кабины машиниста путевой машины / О. С. Кочетов. – № 2016137268 ; заявл. 19.09.2016 ; опубл. 21.12.2017, Бюл. № 36. – 8 с.

210. **Гурбанов, И. М.** Современные средства виброшумозащиты машинистов строительных и дорожных машин / И. М. Гурбанов, В. И. Поварков, С. И. Семешин. – Москва, 1983. – 43 с.

211. Техническая эстетика и эргономика в тракторостроении Условия труда механизаторов : реферативный сборник / ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш. – Москва, 1977. – 36. с.

212. **Патент РФ № RU2635719С1.** Виброизолятор пружинный с сетчатым демпфером / О. С. Кочетов. – № 2016133933 ; заявл. 18.08.2016 ; опубл. 15.11.2017, Бюл. № 32. – 9.с.

213. **Патент РФ № R2285839С1.** Виброизолятор пружинный сетчатый // О. С. Кочетов. – № 2005113770/11 ; заявл. 05.05.2005 ; опубл. 20.10.2006, Бюл. № 29. – 4 с.

214. 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 января 2021 г. № 2. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/573500115?ysclid=lu9qp1pvc2927493028> (дата обращения: 17.11.2024).

215. СП 51.13330.2011. СНиП 23-03-2003. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 : утвержден приказом Министерства регионального развития РФ от 28 декабря 2010 г. № 825 – Текст : электронный. – URL: <https://base.garant.ru/6180771/?ysclid=m448n0bzad719754916> (дата обращения: 17.11.2024).

216. **Фролова, Д. С.** Экспериментальные исследования шума дизель-генераторов, эксплуатируемых в вагонах-электростанциях различного подвижного

состава / Д. С. Фролова // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2023. – Вып. 3. – С. 535–539. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-3-535-539.

217. **Фролова, Д. С.** Анализ результатов экспериментальных измерений вибрации и внутреннего шума вагона-электростанции восстановительного поезда, возникающих при работе дизель-генераторных установок / Д. С. Фролова // Безопасность труда в промышленности. – 2024. – № 2. – С. 34–41. – DOI 10.24000/0409-2961-2024-2-34-41.

218. **Крутова, В. А.** Методика расчета ожидаемых уровней шума в помещениях вагона-электростанции восстановительного поезда/ В.А. Крутова, Д. С. Фролова // Noise Theory and Practice (Шум. Теория и практика). – 2024. – Т. 10, № 2. – С. 44–52.

219. **Фролова, Д. С.** Теоретические зависимости воздушной составляющей шума вагонов-электростанций / Д. С. Фролова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4 (88). – С. 227–232. – DOI 10.46973/0201-727X\_2022\_4\_227.

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

221. **Шашурин, А.Е.** К расчету прохождения звука через систему помещений различного специального железнодорожного транспорта / А. Е. Шашурин, В. А. Крутова, В. К. Васильева, Д. С. Фролова // Noise Theory and Practice (Шум. Теория и практика). – 2024. – Том 10, № 4. – С. 9–17.

222. **Фролова, Д. С.** Методика проведения экспериментальных исследований шума и вибрации вагонов-электростанций / Д. С. Фролова // Обеспечение надежности, качества и безопасности технологических машин и оборудования : материалы Всероссийской национальной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2023. – С. 99-105.

223. ГОСТ Р ИСО 9612-2013. Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах : введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 05 декабря 2013 г. № 2180-ст. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 67 с.

224. ГОСТ ССБТ 12.1.003-2014. Шум. Общие требования безопасности : введен в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации с 1 ноября 2015 г. Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 29 декабря 2014 г. № 2146-ст. – Текст : электронный. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200118606> (дата обращения: 17.11.2024).

225. ГОСТ ССБТ 12.1.050-86. Методы измерения шума на рабочих местах : утвержден Постановлением Госстандарта СССР от 28 марта 1986 г. № 790 ; введен в действие 1 января 1987 г. (с Изменением № 1, утвержденным в мае 2005 г. (ИУС 8-2005)). – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200005186> (дата обращения: 17.11.2024).

226. ГОСТ 12.1.023-80. Шум. Методы установления значений шумовых характеристик стационарных машин: утвержден и введен в действие Постановлением Госстандарта СССР от 20 марта 1980 г. № 1257. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/5200315> (дата обращения: 17.11.2024).

227. ГОСТ 27408-87 (СТ СЭВ 5711-86). Шум. Методы статистической обработки результатов определения контроля уровней шума, излучаемого машинами : утвержден Постановлением Госстандарта СССР от 23 сентября 1987 г. № 3619 ; введен в действие 1 июля 1988 г. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200009804> (дата обращения: 17.11.2024).

228. ГОСТ Р 51400-99 (ИСО 3743-1-94, ИСО 3743-2-94). Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технические методы для малых переносных источников шума в реверберационных полях в помещениях с жесткими стенами и в специальных реверберационных камерах: принят Постановлением Госстандарта России от 17

декабря 1999 г. № 542-ст ; введен в действие 1 июля 2000 г. – Текст : электронный.  
– URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200008495> (дата обращения: 17.11.2024).

229. ГОСТ Р 51401-99 (ИСО 3744-94). Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью. принят Постановлением Госстандарта России от 17 декабря 1999 г. № 543-ст ; введен в действие 1 июля 2000 г. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200008662> (дата обращения: 17.11.2024).

230. ГОСТ Р 51402-99 (ИСО 3746-95). Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Ориентировочный метод с использованием измерительной поверхности над звукоотражающей плоскостью : принят Постановлением Госстандарта России от 17 декабря 1999 г. № 544-ст ; введен в действие 1 июля 2000 г. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200008661> (дата обращения: 17.11.2024).

231. СанПиН 2.2.4./2.1.8.582-96. Гигиенические требования при работах с источниками воздушного и контактного ультразвука промышленного, медицинского и бытового назначения : утверждены и введены в действие Постановлением Госкомсанэпиднадзора России от 31 октября 1996 г. № 51. – Текст : электронный. – URL: <https://internet-law.ru/stroyka/text/5151/?ysclid=lu9qvkh1p519401594> (дата обращения: 17.11.2024).

232. ГОСТ 16519-2006 (ИСО 20643:2005). Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики ручных машин и машин с ручным управлением. Общие требования : принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол № 29 от 24 июня 2006 г.) ; введен в действие 1 июля 2008 г. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200061589> (дата обращения: 17.11.2024).

233. ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ Вибрационная безопасность. Общие требования : утвержден Постановлением Госстандарта СССР от 13 июля 1990 г. № 2190 ; введен в действие 1 июля 1991 г. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/5200329> (дата обращения: 17.11.2024).

234. ГОСТ 12.1.043-84. ССБТ Вибрация. Методы измерения на рабочих местах в производственных помещениях : утвержден Постановлением Госстандарта СССР от 31 марта 1984 № 1205 ; введен в действие 1 июля 1985 г. – Текст : электронный. – URL: <https://internet-law.ru/gosts/gost/59299> (дата обращения: 17.11.2024).

235. ГОСТ 12.4.012-83. ССБТ. Вибрация. Средства измерения и контроля на рабочих местах : утвержден Постановлением Госстандарта СССР от 28 января 1983 г. № 490 ; введен в действие 1 января 1984 г. – Текст : электронный. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200000250> (дата обращения: 17.11.2024).

236. ГОСТ 34100.3-2017. Неопределенность измерения. Часть 3 : Руководство по выражению неопределенности измерения : межгосударственный стандарт : издание официальное : введен в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации с 1 сентября 2018 г. Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 12 сентября 2017 г. № 1065-ст. – Москва : Стандартинформ, 2018. – 104 с. – Текст : электронный. – URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293743/4293743700.pdf> (дата обращения: 16.11.2024).

237. Крутова, В. А. Выбор материалов для снижения структурного шума вагона-электростанции восстановительного поезда / В. А. Крутова, Д. С. Фролова // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 3. – С. 71–75. – ISSN 1818-5509.

238. Крутова, В. А. Практические рекомендации по снижению шума на рабочем месте машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда / В. А. Крутова, Д. С. Фролова // Безопасность труда в промышленности. – 2024. – № 5. – С. 43–47. – DOI 10.24000/0409-2961-2024-5-43-47.

239. Крутова, В. А. Разработка практических мероприятий по снижению общей вибрации на рабочем месте машиниста вагона-электростанции восстановительного поезда / В. А. Крутова, Д. С. Фролова, Ю.И. Элькин // Noise Theory and Practice (Шум. Теория и практика). – 2024. – Том 10, № 4. – С. 18–27.

240. ГОСТ 18793-80. Пружины сжатия. Конструкция и размеры. : утвержден Постановлением Госстандарта СССР от 31 декабря 1980 г. № 6295 ; введен в действие 1 января 1982 г. – 79 с. – Текст : электронный. – URL: <https://base.garant.ru/70383674/?ysclid=m44a0dclp1846055552> (дата обращения: 17.11.2024).

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Карта специальной оценки условий труда

<i>Дирекция аварийно-восстановительных средств – структурное подразделение Северо-Кавказской железной дороги – филиала открытого акционерного общества «Российские железные дороги»</i>				
(полное наименование работодателя)				
<i>юридический адрес: 107174, Москва, Новая Басманная, 2/1 фактический адрес: 344041, Ростов-на-Дону, Мадояна, 317, 259-73-07 Еремин С.Ю., 259-73-07, ВП Тихорецк, davs@skzd.rzd.ru</i>				
(адрес места нахождения работодателя, фамилия, имя, отчество руководителя, адрес электронной почты)				
ИНН работодателя	Код работодателя по ОКПО	Код органа государственной власти по ОКОГУ	Код вида экономической деятельности по ОКВЭД	Код территории по ОКATO
7708503727	01076844	4100612	60.1	60701000

КАРТА №           9          

специальной оценки условий труда

<i>Машинист электростанции передвижной</i>	<i>14413</i>
(наименование профессии (должности) работника)	(код по ОК-016-94)

Наименование структурного подразделения  
*Восстановительный поезд станции Тихорецкая*

Количество и номера аналогичных рабочих мест:

0

Строка 010. Выпуск ЕТКС, ЕКС

*Единый тарифно-квалификационный справочник работ и профессий рабочих; Выпуск: 03. Приказ Министерства здравоохранения и социального развития Российской Федерации от 6 апреля 2007 года № 243 (с изменениями от 30 апреля 2009 г.); Строительные, монтажные и ремонтно-строительные работы; Машинист электростанции передвижной*

(выпуск, раздел, дата утверждения)

Строка 020. Численность работающих:

на рабочем месте	1
на всех аналогичных рабочих местах	0
<b>ИЗ НИХ:</b>	
женщин	0
лиц в возрасте до 18 лет	0
инвалидов, допущенных к выполнению	0

Строка 021. СНИЛС работников:

057-853-015 80

Строка 022. Используемое оборудование:

*Электростанции*

Используемые материалы и сырье:

*Горюче-смазочные материалы, промышленное масло*

## Строка 030. Оценка условий труда по вредным (опасным) факторам:

Наименование факторов производственной среды и трудового процесса	Класс (подкласс) условий труда	Эффективность СИЗ*, +/-не оценивалась	Класс (подкласс) условий труда при эффективном использовании СИЗ
Химический	2	Не оценивалась	-
Биологический	-	Не оценивалась	-
Аэрозоли преимущественно фиброгенного действия	-	Не оценивалась	-
Шум	3.1	Не оценивалась	-
Инфразвук	2	Не оценивалась	-
Ультразвук воздушный	-	Не оценивалась	-
Вибрация общая	3.1	Не оценивалась	-
Вибрация локальная	2	Не оценивалась	-
Неионизирующие излучения	2	Не оценивалась	-
Ионизирующие излучения	-	Не оценивалась	-
Параметры микроклимата	1	Не оценивалась	-
Параметры световой среды	-	Не оценивалась	-
Тяжесть трудового процесса	2	Не оценивалась	-
Напряженность трудового процесса	-	Не оценивалась	-
<b>Итоговый класс (подкласс) условий труда</b>	<b>3.1</b>	<b>не заполняется</b>	<b>-</b>

\* Средства индивидуальной защиты

## Строка 040. Гарантии и компенсации, предоставляемые работнику (работникам), занятым на данном рабочем месте

№ п/п	Виды гарантий и компенсаций	Фактическое наличие	По результатам оценки условий труда	
			необходимость в установлении (да, нет)	основание
.	Повышенная оплата труда работника (работников)	да	да	<i>ТРУДОВОЙ КОДЕКС РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ от 30.12.2001 №197-ФЗ (ред. от 28.06.2014). Часть третья. Раздел VI. Оплата и нормирование труда. Глава 21. Заработная плата. Статья 147</i>
.	Ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск	да	нет	<i>отсутствует</i>
.	Сокращенная продолжительность рабочего времени	нет	нет	<i>отсутствует</i>
.	Молоко или другие равноценные пищевые продукты	нет	нет	<i>отсутствует</i>
.	Лечебно-профилактическое питание	нет	нет	<i>отсутствует</i>
.	Право на досрочное назначение страховой пенсии	нет	нет	<i>отсутствует</i>

Проведение медицинских осмотров	да	да	Трудовой кодекс Российской Федерации от 30 декабря 2001 г. N 197-ФЗ. Часть третья
---------------------------------	----	----	---

Карта специальной оценки условий труда рабочего места № 9  
Страница 3 из 3

			кодекса Российской Федерации, перечень медицинских противопоказаний к осуществлению работ с вредными и (или) опасными производственными факторами, а также работам, при выполнении которых проводятся обязательные предварительные и периодические медицинские осмотры", Приложения к 1.1., 1.39., 1.50., 4.3.2., 4.4.
--	--	--	--

Строка 050. Рекомендации по улучшению условий труда, по режимам труда и отдыха, по подбору работников:

*По улучшению условий труда, по режимам труда и отдыха:*

*В соответствии с графиком предприятия*

*Спасение вредного воздействия вибрации обшей:*

*Учитывая вредные условия труда, сохранить за работником право на гарантии и компенсации*

*Спасение вредного воздействия шума:*

*Учитывая вредные условия труда, сохранить за работником право на гарантии и компенсации*

*По подбору персонала:*

*По рекомендациям труд лиц до 18 лет: СанПиН 2.4.6.2553-09 Санитарно-эпидемиологические требования к безопасности условий труда работников, достигших 18-летнего возраста, утв. Постановлением Главного санитарного врача РФ от 30.09.09 №58, пп 4.2, 4.6.*

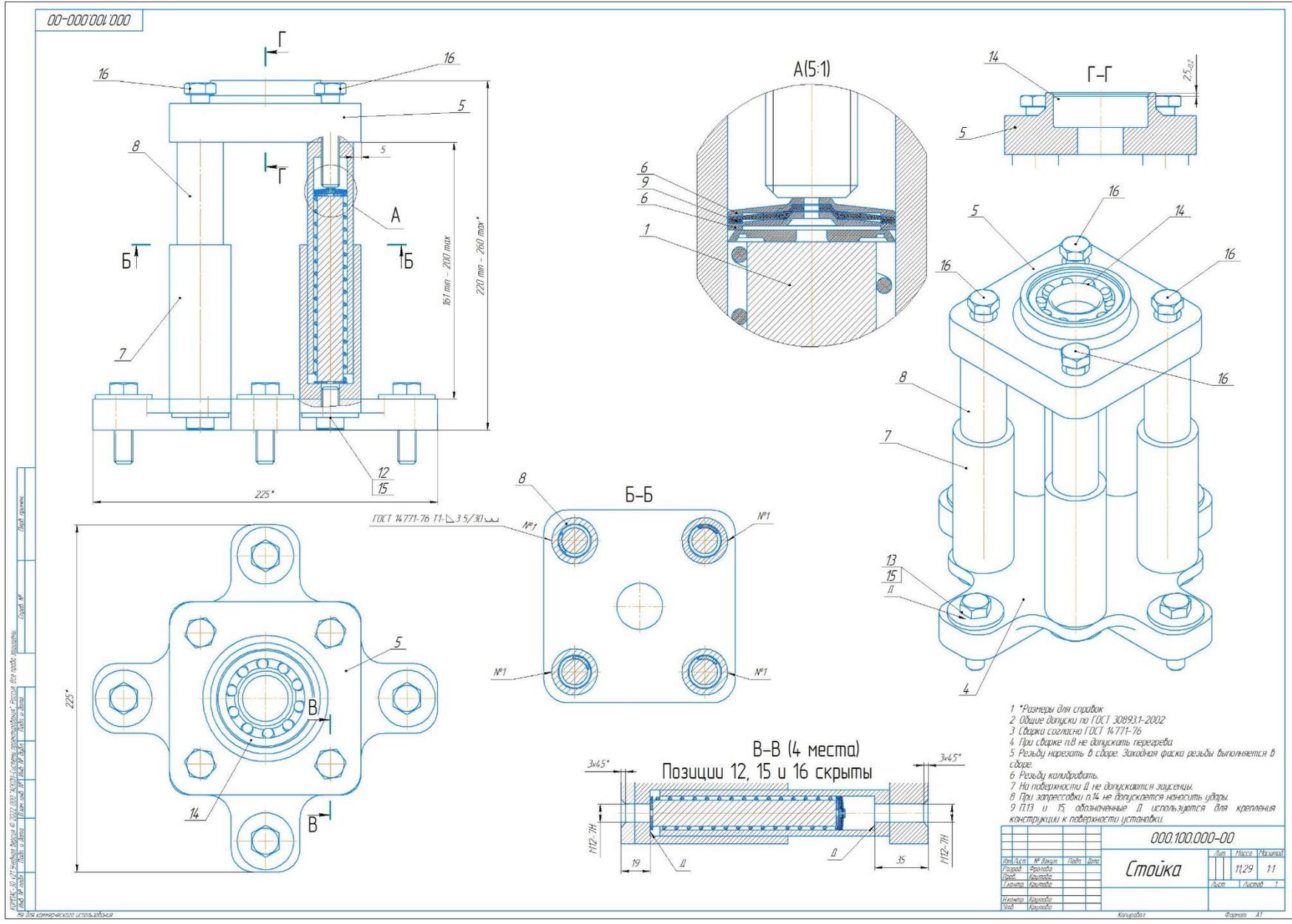
Дата составления: 04.10.2022

Эксперт (-и) организации, проводившей специальную оценку условий труда:

2990		Баланова Марина Васильевна	<u>04.10.2022</u>
(Ф.И.О. эксперта)	(подпись)	(Ф.И.О.)	(дата)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

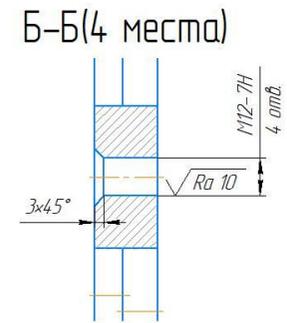
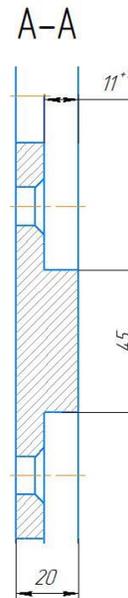
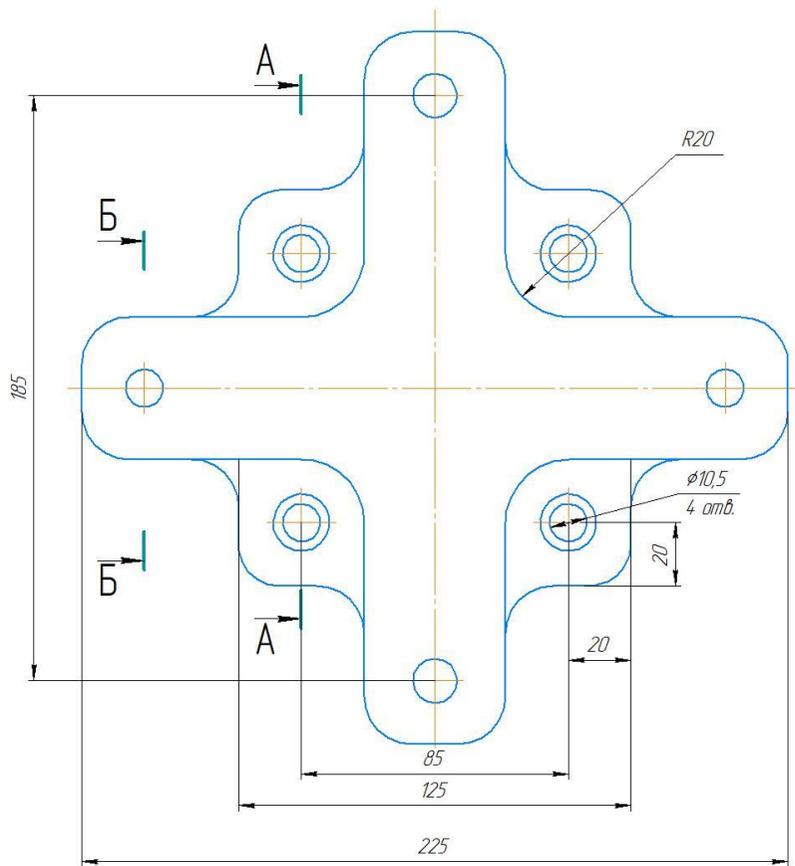
Чертежи стойки кресла машиниста вагона-электростанции





00-10401-000

$\sqrt{Ra\ 80}$  ( $\checkmark$ )



- 1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002 - mK
- 2 Неуказанные радиусы скруглений от 14 до 16 мм.
- 3 Резьбу калибровать.
- 4 Заходную фаску отв.  $\phi 10,5$  выполняется в сборе.

				000.100.401-00		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пластина основание	
Разработ	Фролова					
Проб.	Крутова				Лит.	Масса
Т.контр.	Крутова				1,87	Масштаб
					Лист	Листов
Н.контр.	Крутова				Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	
Утв.	Крутова					

Копировал

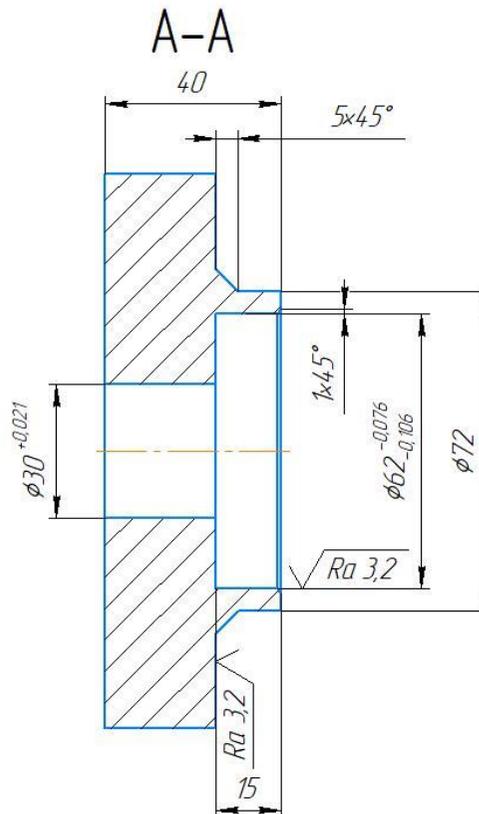
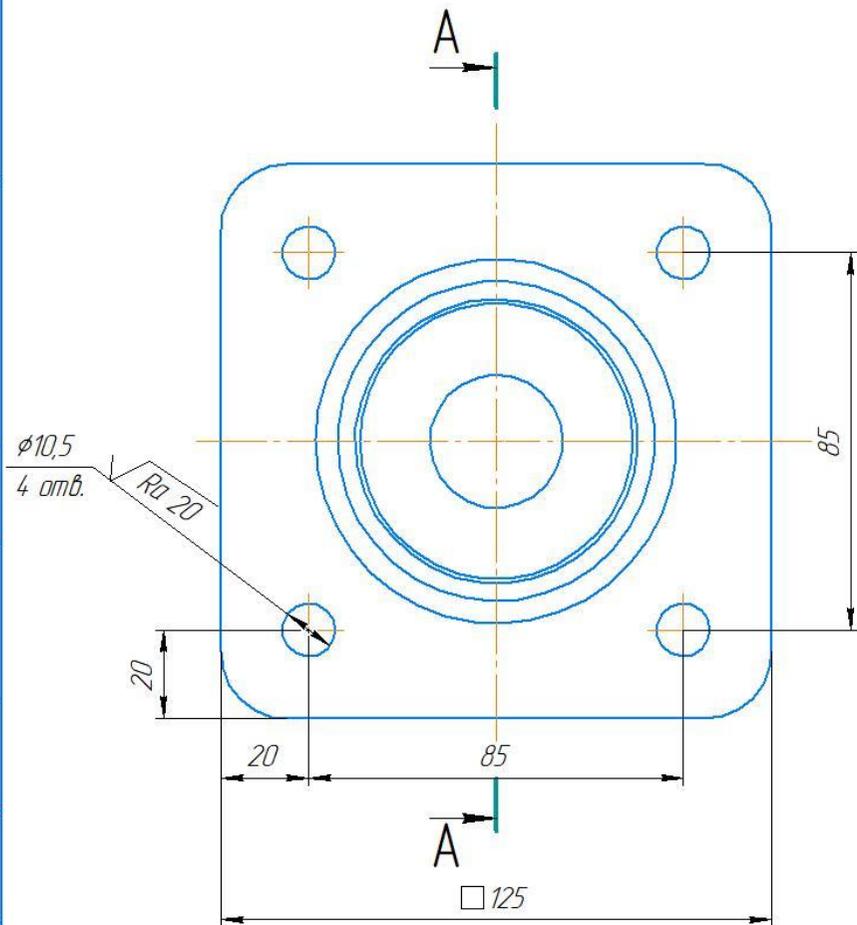
Формат А2

КОМПАС-3D 12 Учебная версия © 2022 ООО «АСОН-Системы проектирования», Россия. Все права защищены.  
 Имя № листа Период и дата Имя № листа Период и дата Имя № листа Период и дата

Не для коммерческого использования

000.100.402-00

√ Ra 20 (√)



КОМПАС-3D v21 Учебная версия © 2022 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.  
 Взам. инв. № Инв. № дробл. Подп. и дата  
 Инв. № подл.

Справ. №  
 Перв. примен.

1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002 - мк  
 2 Неуказанные скругления от 14 до 16 мм.

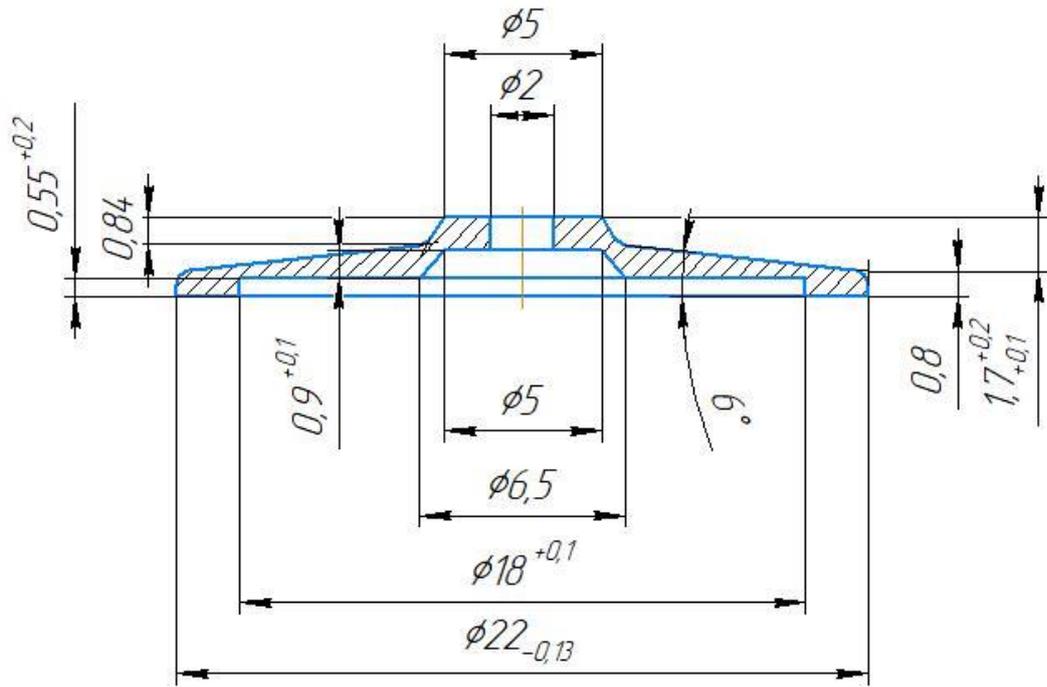
				000.100.402-00			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Фролова					2,93	1:1
Проб.	Кротова				Лист	Листов	1
Т.контр.	Кротова				Сталь 45 ГОСТ 1050-2013		
Н.контр.	Кротова						
Утв.	Кротова						

Копировал

Формат А3

00-109'001'000

$\sqrt{Ra\ 20\ (\sqrt{1})}$



- 1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002 – тК
- 2 Неуказанные радиусы скруглений 0,5 max.
- 3

КОМПАС-3D v21 Учебная версия © 2022 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.  
 Инв. № подл. Подл. и дата  
 Инв. № дубл. Подл. и дата  
 Взам. инв. № Инв. № дубл. Подл. и дата  
 Справ. №  
 Перв. примен.

000.100.601-00

Пружина тарельчатая

Сталь 50 ХГА ГОСТ 14959-2016

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Фролова		
Пров.		Крутова		
Т.контр.		Крутова		
Н.контр.		Крутова		
Утв.		Крутова		

Лист	Масса	Масштаб
	0,002	5:1
Лист	Листов	1

КОМПАС-3D v21 Учебная версия © 2022 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

000.100.602-00

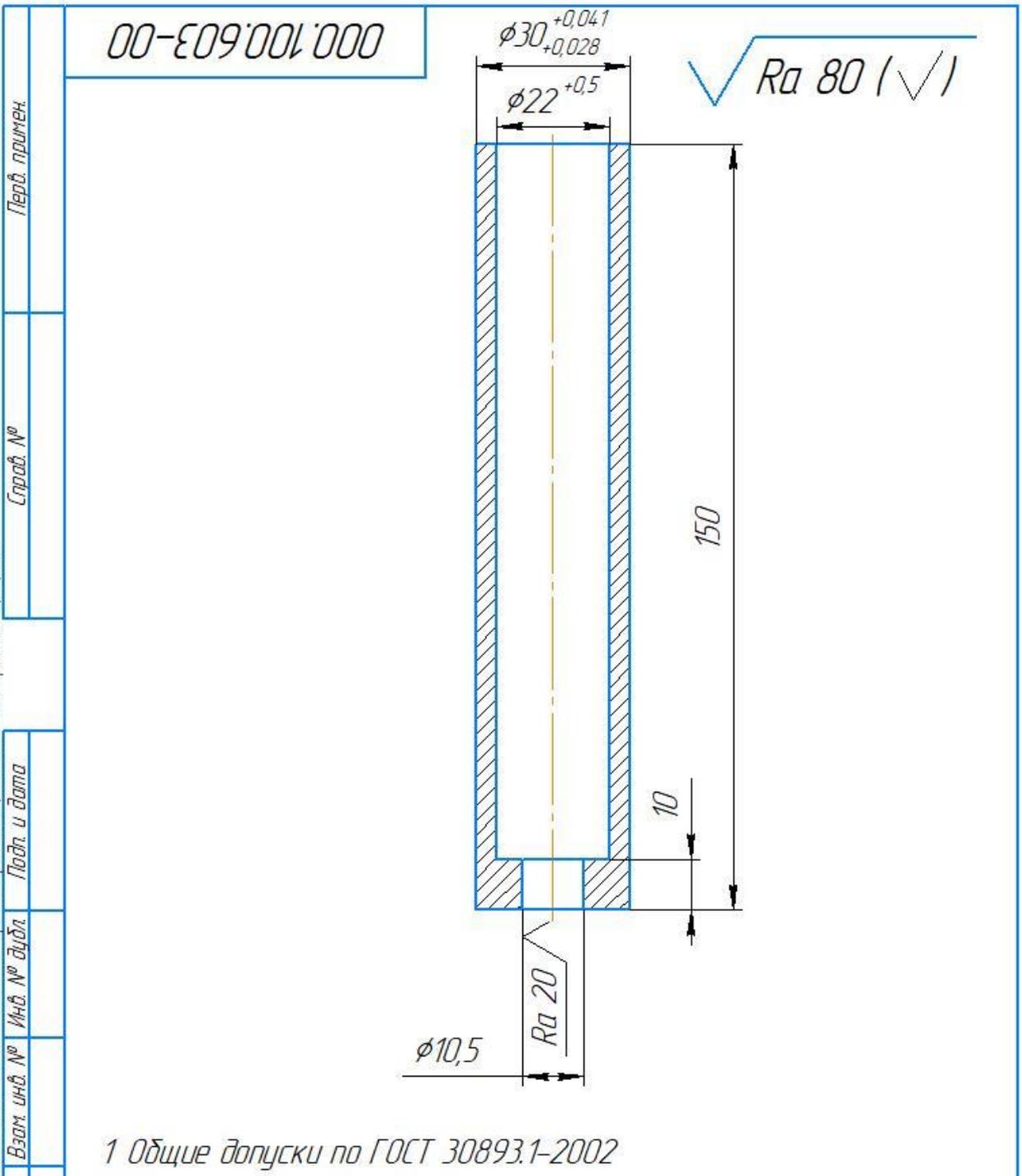
$\sqrt{Ra\ 80\ (\sqrt{1})}$

1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002.

				000.100.602-00				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Стакан	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Фролова						0,48	1:1
Пров.	Крутова							
Т.контр.	Крутова					Лист	Листов	1
Н.контр.	Крутова							
Утв.	Крутова				Сталь 40X ГОСТ 4543-2016			

Не для коммерческого использования
Копировал
Формат A4

КОМПАС-3D v21 Учебная версия © 2022 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.



1 Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002

				000.100.603-00				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<h1>Труба</h1>	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.		Фролова					0,41	1:1
Пров.		Крутова				Лист	Листов	1
Т.контр.		Крутова						
И.контр.		Крутова			Сталь 40X ГОСТ 4543-2016			
Утв.		Крутова						

**ПРИЛОЖЕНИЕ В****Акт о внедрении результатов диссертационного исследования**

«УТВЕРЖДАЮ»

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



Т.А. Коробейников

15 октября 2024 г.

**ТЕХНИЧЕСКИЙ АКТ ВНЕДРЕНИЯ**

Настоящий Акт составлен о том, что соискателем кафедры Е5 «Экология и производственная безопасность» ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова» Фроловой Дарьей Сергеевной разработаны и приняты к внедрению в техническую документацию ОАО «Тихорецкий машиностроительный завод им. В.В. Воровского» методика расчета спектров вибрации и шума от дизель-генераторных установок, компоновочные решения стойки кресла с виброгасящими элементами и высокими виброакустическими характеристиками. Применение таких стоек в креслах приводит к снижению уровней общей вибрации до нормативных величин на рабочих местах машинистов.

Разработанный комплекс мероприятий обеспечивает снижение шума в помещениях вагонов-электростанций и может быть использован как при проектировании, так и при модернизации.

Ожидаемый социально-экономический эффект, полученный за счет улучшения условий труда может быть оценен после широкого внедрения на объектах исследования.

Начальник конструкторской группы

  
А.А. Тихонов

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

## Акт о внедрении в учебный процесс результатов диссертационного исследования

УТВЕРЖДАЮ  
И.о. ректора  
ФГБОУ ВО «Балтийский  
государственный технический  
университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.  
Устинова»  
д.т.н., профессор



А.Е. Шашурин

«21» октября 2024 г.

УТВЕРЖДАЮ  
Врио ректора  
ФГБОУ ВО «Ростовский  
государственный университет путей  
сообщения»,  
к.ф.н., доцент



М.А. Кравченко

«21» октября 2024 г.

### АКТ ВНЕДРЕНИЯ В УЧЕБНЫЙ ПРОЦЕСС

Комиссия в составе начальника УМУ РГУПС к.ю.н., доцента Мироненко Екатерины Игоревны, декана факультета «Электромеханический» РГУПС д.т.н., профессора Яицкова Ивана Анатольевича (д.т.н. – 05.26.01 «Охрана труда»), заведующего кафедрой "Безопасность жизнедеятельности" РГУПС к.т.н., доцента Финоченко Татьяны Анатольевны (к.т.н. – 05.26.01 «Охрана труда») составила настоящий акт о том, что материалы диссертационных исследований Фроловой Дарьи Сергеевны соискателя кафедры Е5 «Экология и производственная безопасность» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова» внедрены и используются в образовательном процессе в учебно-методических материалах курсов лекций, лабораторных работ и практических занятий по дисциплинам «Безопасность жизнедеятельности», «Инженерная экология», «Охрана труда», «Управление техносферной безопасностью», «Специальная оценка условий труда», «Промышленная санитария и гигиена труда» для студентов РГУПС по направлению подготовки 20.03.01 Техносферная безопасность профиль «Управление транспортной безопасностью и охраной труда» и специальностей 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», 23.05.03 «Подвижной состав железных дорог» и 23.05.04 «Эксплуатация железных дорог».

Начальник УМУ РГУПС,  
к.ю.н., доцент

Е.И. Мироненко

Декан факультета  
«Электромеханический» РГУПС,  
д.т.н., профессор

И.А. Яицков

Заведующий кафедрой  
"Безопасность жизнедеятельности" РГУПС,  
к.т.н., доцент

Т.А. Финоченко

## ПРИЛОЖЕНИЕ Д

### Акт о техническом испытании результатов диссертационного исследования

УТВЕРЖДАЮ  
И.о. ректора  
ФГБОУ ВО «Балтийский  
государственный технический  
университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.  
Устинова»  
д.т.н., профессор

  
А.Е. Пашурин  
«29» \_\_\_\_\_ 2024 г.

УТВЕРЖДАЮ  
Главный инженер Дирекции  
аварийно-  
восстановительных средств –  
структурного подразделения Северо-  
Кавказской железной дороги –  
филиала ОАО «РЖД»

  
П.В. Зершиков  
«29» \_\_\_\_\_ 2024 г.

#### ТЕХНИЧЕСКИЙ АКТ ИСПЫТАНИЙ

Настоящий акт составлен в том, что в условиях Дирекции аварийно-восстановительных средств – структурного подразделения Северо-Кавказской железной дороги – филиала ОАО «РЖД» испытаны практические рекомендации по снижению уровней вибрации и шума на рабочих местах и местах отдыха персонала, обслуживающего вагоны-электростанции различного подвижного состава.

Практические рекомендации по снижению шума и вибрации включают:

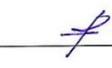
- способы улучшения звукоизоляции внутренней перегородки вагона электростанции;
- системы виброизоляции мест расположения обслуживающего персонала.

Разработанные системы шумозащиты и виброизоляции имеют высокую степень универсальности, простоты и технологичности, основаны на использовании отечественных материалов и обеспечивают выполнение предельно-допустимых уровней виброакустических характеристик.

От ФГБОУ ВО БГТУ «ВОЕНМЕХ»  
им. Д.Ф. Устинова  
Соискатель кафедры Е5  
«Экология и производственная  
безопасность»

  
Д.С. Фролова

От организации  
Начальник производственно-  
технического отдела  
Дирекции аварийно-  
восстановительных средств –  
структурного подразделения Северо-  
Кавказской железной дороги –  
филиала ОАО «РЖД»

  
Левченко В.А.