

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Уральский государственный университет путей сообщения»
(ФБГБОУ ВО УрГУПС)

На правах рукописи

Митраков Артем Сергеевич



**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО
НАКЛОНА КУЗОВОВ ВАГОНОВ**

Специальность 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация (технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Лапшин Василий Федорович

Екатеринбург – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	11
1.1 Проблемы и тенденции развития подвижного состава, оборудованного системами принудительного наклона кузова.....	11
1.2 Обзор исследований, посвященных обеспечению комфорта пассажиров при прохождении криволинейных участков пути.....	28
1.3 Обзор работ в области математического моделирования динамики и безопасности движения рельсового экипажа.....	36
1.4 Постановка задач исследования.....	42
2 МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ОБОРУДОВАННОГО СПНК.....	46
2.1 Характеристика объекта исследования.....	46
2.2 Основные принципы методики исследования.....	49
2.3 Разработка гибридных динамических моделей вагонов.....	52
2.4 Верификация разработанной компьютерной модели движения вагонов.....	80
2.5 Выводы по разделу 2.....	91
3 МЕТОДИКА ОЦЕНКИ БЕЗОПАСНОСТИ И КОМФОРТА ПассаЖИРОВ В ПОЕЗДАХ, ОБОРУДОВАННЫХ СПНК.....	93
3.1 Интеграция системы принудительного наклона кузова в модель движения серийных вагонов.....	93
3.2 Выбор и обоснование критериев безопасности движения и комфорта пассажиров в вагонах, оборудованных системой принудительного наклона кузова.....	98

3.3 Обоснование использования компьютерных моделей антропометрических манекенов для оценки уровня комфорта пассажиров в вагонах, оборудованных системой принудительного наклона кузова	109
3.4 Выводы по разделу 3	120
4 ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО НАКЛОНА КУЗОВА.....	121
4.1 Выбор рациональных значений параметров системы принудительного наклона кузова на основании данных комфорта пассажиров и динамической нагруженности поезда.....	121
4.2 Обоснование значений выбранных параметров	139
4.3 Выводы по разделу 4.....	144
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	146
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	148
Приложение А. ДОКУМЕНТЫ О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ.....	167

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В соответствии со стратегией развития железнодорожного транспорта до 2030 г. [1] наиболее актуальными задачами развития пассажирского железнодорожного транспорта являются повышение скоростей движения и комфорта, снижение времени нахождения пассажиров в пути, в том числе при региональных перевозках на существующих магистралях.

Применение подвижного состава с увеличенной конструкционной скоростью на существующих линиях практически не оказывает влияния на средние скорости движения на участках с большим количеством кривых. Большинство магистралей спроектированы без учета организации скоростного и высокоскоростного движения, а состояние железнодорожного полотна является препятствием для повышения скоростей движения пассажирского подвижного состава.

Анализ мирового опыта организации современного пассажирского железнодорожного сообщения на существующих железнодорожных магистралях показал, что повышение средних скоростей движения и сокращение времени в пути достигается за счет применения подвижного состава с системами принудительного наклона кузовов, обеспечивающими снижение уровня непогашенного ускорения и сохранение уровня комфорта. Система должна обеспечивать повышение скорости прохождения криволинейных участков пути при обеспечении безопасности и комфорта перевозки пассажиров. Указанные требования напрямую зависят от конструктивных решений и параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов в кривых участках пути. Разработка и создание подвижного состава подобного типа является новым направлением для отечественного машиностроения. В связи с этим решение задачи выбора рациональных параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов является **актуальной**.

Объект исследования. Вагоны, оборудованные системой принудительного наклона кузова.

Область исследования. Совершенствование подвижного состава, улучшение его эксплуатационных качеств. Оценка динамических качеств подвижного состава. Взаимодействие подвижного состава и пути.

Степень разработанности темы. Исследования в области оценки влияния параметров системы наклона на ее эффективность в кривых участках пути неразрывно связаны с вопросами динамики подвижного состава. Значительный вклад в развитие знаний о динамике и безопасности движения подвижного состава внесли следующие ученые: Н. Е. Жуковский, В. А. Лазарян [2], А. А. Львов, Л. О. Грачева, Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин [3], С. В. Вершинский [4], М. Ф. Вериго [5,6], Л. Н. Никольский [7], А. А. Камаев [8], И. И. Челноков, М. М. Соколов [9], Б. Г. Кеглин [10], А. П. Болдырев, Д. Ю. Погорелов [11], В. В. Кобищанов [12], Г. С. Михальченко [13], В. И. Селинов [14], А. А. Хохлов, В. Д. Хусидов [15], В. Н. Котуранов, А. Н. Савоськин [16], В. Н. Данилов, В. Н. Филиппов [17,18], Ю. С. Ромен [19], Ю. П. Бороненко [20], А. М. Орлова [21], А. В. Третьяков [22], Г. И. Петров, А. В. Смольянинов [23], А. Э. Павлюков [24], Н. С. Бачурин, К. М. Колясов, А. П. Буйносов [25], И. В. Волков [26], И. И. Галиев, В. А. Николаев [27], С. В. Мямлин [28,29], В. К. Гарг, Р. В. Дуккпати [30], S. Iwnicki [31,32] и др.

Исследованиями систем принудительного наклона кузова и их влиянием на пассажиров занимались следующие ученые: J. Förstberg [33-35], В. Kufver [36,37], R. Persson [38-40], M. Turner [41], I. Kaplan [42], А. М. Бржезовский [43,44] и др. Выполненные работы в основном направлены на исследование динамических качеств и комфорта пассажиров для существующего подвижного состава и не затрагивают вопросы прогнозирования этих параметров на этапе проектирования подвижного состава.

Вопросам моделирования пассажирского подвижного состава посвящены работы: Д. Я. Антипина [45], Д. И. Гончарова [46-48], А. Н. Скачкова, С. Д. Коршунова, С. Л. Самошкина [49], Д. Ю. Погорелова, С. В. Мямлина, Г. С. Михеева [50], Э. М. Рязанова [50], С. Г. Шорохова [52] и др.

Цель и задачи. Целью работы является обоснование рациональных параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов при прохождении криволинейных участков пути в составе поезда.

Для достижения поставленной цели решались следующие **задачи**.

1 Разработка методики исследования динамических характеристик рельсового экипажа, оборудованного системой принудительного наклона кузова.

2 Разработка и верификация проблемно-ориентированной компьютерной модели движения вагонов электропоезда по реальным неровностям пути.

3 Интеграция системы наклона кузова в проблемно-ориентированную компьютерную модель движения вагонов электропоезда.

4 Разработка методики оценки комфорта пассажиров, позволяющей учитывать особенности работы системы принудительного наклона кузова.

5 Выбор рациональных параметров системы принудительного наклона кузова на основе разработанной методики.

6 Обоснование работоспособности и безопасности электропоезда, оборудованного системой принудительного наклона кузова с предложенными рациональными параметрами.

Научная новизна диссертационной работы:

– разработана методика определения параметров системы принудительного наклона кузова, основанная на численном моделировании движения вагонов с наклоняемыми кузовами в составе поезда и оценке комфорта пассажиров в поездах с использованием динамических моделей антропометрических манекенов;

– разработана проблемно-ориентированная модель движения вагона электропоезда, оборудованного системой принудительного наклона кузова с управлением опорным уровнем пневморессор по реальным неровностям пути с учетом малых упругих деформаций кузовов;

– предложена методика оценки комфорта пассажиров с использованием антропометрических манекенов, позволяющая прогнозировать комфорт с учетом переходных процессов;

– предложена зависимость для расчета временных задержек в системе управления наклоном кузова на основе данных о предполагаемом полигоне эксплуатации, рациональных углах наклона кузова и скоростях движения поезда.

Теоретическая и практическая значимость работы:

– предложена методика выбора и обоснования параметров системы принудительного наклона кузова, позволяющая определить значения рациональных параметров, обеспечивающих подтверждение требований безопасности и комфорта пассажиров на этапе проектирования;

– разработана проблемно-ориентированная компьютерная модель движения вагона электропоезда, оборудованного системой принудительного наклона кузова, по реальным неровностям пути, позволяющая прогнозировать динамические качества вагона и проводить оценку их соответствия нормативным требованиям;

– обоснована принципиальная схема наклона кузова, основанная на управлении опорным уровнем пневморессор, позволяющая учесть особенности конструкции вагонов электропоезда ЭС2Г («Ласточка»);

– установлены зависимости угла наклона кузова вагона, оборудованного системой принудительного наклона, от радиуса кривой и скорости движения;

– получены значения параметров системы принудительного наклона кузова электропоезда ЭС2Г, обеспечивающие увеличение скорости движения в кривых участках на существующих путях железных дорог РФ до 20 %;

– теоретические положения и результаты численных экспериментов, установленные зависимости угла наклона кузова вагона от радиуса кривой и скорости движения предложены для использования при разработке скоростного и высокоскоростного подвижного состава нового поколения.

Методология и методы исследований.

Поставленные задачи решены с использованием методов компьютерного моделирования динамики систем тел с использованием твердотельных и гибридных моделей. Описание упругих деформаций несущих конструкций кузовов вагонов осуществлено на основе детализированных конечноэлементных моделей. Для оценки уровня комфорта пассажиров в процессе работы системы принудительного наклона кузова в

криволинейных участках пути использованы компьютерные модели антропометрических манекенов.

Положения, выносимые на защиту:

– анализ существующих систем принудительного наклона кузова в криволинейных участках пути и обоснование конструктивной схемы для отечественного подвижного состава;

– методика определения рациональных параметров системы принудительного наклона кузова вагона в криволинейных участках пути отечественных магистралей;

– проблемно-ориентированная компьютерная модель движения вагона в составе электропоезда, учитывающая упругие колебания кузова и реальные неровности пути;

– результаты верификации компьютерной модели движения вагона в составе электропоезда с данными натурных ходовых испытаний;

– реализация системы принудительного наклона кузова в компьютерной модели движения вагонов в составе электропоезда;

– методика оценки уровня комфорта пассажиров с учетом их расположения в вагоне и работы системы принудительного наклона кузова в кривых;

– значения рациональных параметров системы принудительного наклона кузова вагона электропоезда ЭС2Г, полученные по результатам исследований;

– результаты анализа соответствия показателей динамики вагонов электропоезда ЭС2Г, оборудованных системой принудительного наклона кузова, требованиям нормативной документации.

Степень достоверности и апробация результатов.

Достоверность результатов подтверждается сходимостью результатов расчета с данными натурных ходовых испытаний. Расхождение результатов между теоретическими и экспериментальными исследованиями при определении показателей динамики составляет не более 18,6 %.

Основные результаты работы доложены на научно-технических и научно-практических конференциях: VIII Международной научно-практической конференции «Наука и образование транспорту» (СамГУПС, Самара, 2015); научной конференции

аспирантов, магистрантов и студентов по направлению подготовки 23.06.01 «Техника и технологии наземного транспорта» (УрГУПС, Екатеринбург, 2015, 2018); Международной научно-технической конференции «Инновационный транспорт - 2016: специализация железных дорог» (УрГУПС, Екатеринбург, 2017); IX Международном симпозиуме «Прорывные технологии электрического транспорта Элтранс-2017 (ПГУПС, Санкт-Петербург, 2017); Всероссийской научно-технической конференции «Наука и образование транспорту» (УрГУПС, Екатеринбург, 2018); научных семинарах аспирантов № 39, № 78 (УрГУПС, Екатеринбург, 2015, 2019); региональной научно-технической конференции «Транспорт Урала – 2018» (УрГУПС, Екатеринбург, 2018); научно-техническом семинаре молодых ученых УНИТ «Современные методы исследования динамики и прочности подвижного состава» (БГТУ, Брянск, 2018); заседаниях кафедры «Вагоны» (УрГУПС, Екатеринбург, 2016-2019). В целом диссертационная работа докладывалась на расширенном заседании кафедры «Вагоны» (УрГУПС, Екатеринбург, 2020).

Реализация и внедрение результатов работы. Проблемно-ориентированная компьютерная модель движения электропоезда ЭС2Г по реальным неровностям пути используется предприятием ООО «Уральские локомотивы» для оценки влияния изменений конструкции на показатели динамики подвижного состава. Результаты анализа существующих конструкций систем принудительного наклона кузова в криволинейных участках пути, методики выбора рациональных параметров системы и оценки уровня комфорта пассажиров используются кафедрой «Подвижной состав железных дорог» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет» и кафедрой «Вагоны» ФГБОУ ВО «Уральский государственный университет путей сообщения» в учебном процессе по специальности «Подвижной состав железных дорог».

Публикации. 13 печатных работ, в том числе 3 статьи опубликованы в изданиях, входящих в «Перечень изданий, рекомендованных ВАК для публикации научных результатов диссертаций» и 2 в изданиях, входящих в международную систему цитирования Scopus.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка использованных источников, состоящего из 175 наименований. Общий объем диссертации представлен на 171 странице, основной текст содержит 166 страниц основного текста, 53 рисунка, 20 таблиц и одно приложение на 5 страницах.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Проблемы и тенденции развития подвижного состава, оборудованного системами принудительного наклона кузова

1.1.1 Проблемы развития скоростного движения в Российской Федерации

Железнодорожный транспорт оказывает большое влияние на развитие транспортной системы России, поскольку на долю железных дорог приходится до 24 % от внутреннего пассажирооборота [53] и около 10 % - всех железных дорог мира [1]. Основными направлениями развития железнодорожных пассажирских перевозок на сегодняшний день являются:

- повышение конкурентоспособности в сравнении с другими видами транспорта;
- формирование условий для устойчивого социально-экономического развития России;
- рост мобильности населения;
- снижения совокупных транспортных издержек экономики;
- развитие государственных и культурных связей.

Принятие стратегии развития железнодорожного транспорта Российской Федерации до 2030 г. направлено на достижение устойчивого развития по перечисленным направлениям. В качестве основного инструмента достижения целей рассматривается программа развития скоростного и высокоскоростного движения на сети железных дорог [54]. Повышение скоростей движения пассажирских железнодорожных перевозок неразрывно связано с обеспечением безопасности движения и уровня комфорта пассажиров. Для решения указанной проблемы предусмотрена разработка и внедрение новых типов подвижного состава, обеспечивающих скорость движения на региональных направлениях до 160 км/час по существующим путям.

За несколько последних десятилетий на железнодорожных магистралях Российской Федерации были введены в эксплуатацию новые типы подвижного состава с максимальной скоростью движения до 200 км/ч. Как показала практика, внедрение таких поездов, с увеличенной конструкционной скоростью, на участках с большим количеством кривых позволило лишь незначительно повысить среднюю ходовую скорость. Это связано с ограничениями, накладываемыми на максимальную скорость движения подвижного состава в кривых участках пути.

Максимальная скорость движения вагона в кривых участках пути зависит от центробежных сил во взаимодействии подвижного состава и пути, которые в свою очередь определяют устойчивость подвижного состава против опрокидывания, поперечную нагрузку на путь, уровень комфорта для пассажиров. Для уменьшения влияния центробежной силы в кривых наружный рельс железнодорожного пути укладывают выше внутреннего [55]. В соответствии с Правилами технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации [56] максимальное возвышение наружного рельса в кривых участках пути ограничивается величиной 0,15 м, что связано с необходимостью предотвращения опрокидывания внутрь кривой медленно движущегося или остановившегося подвижного состава. Это приводит к недостаточному возвышению наружного рельса, в результате чего не удастся полностью скомпенсировать действие центробежной силы. Ввиду малости угла наклона пути на вагон будет действовать непогашенная боковая сила, зависящая от непогашенного ускорения a_{nn} [55,57].

Для подвижного состава, эксплуатируемого на существующих железнодорожных линиях Российской Федерации, уровень непогашенного ускорения, действующего на уровне буксы, лимитируется величиной 0,7 м/с² [57]. С введением в эксплуатацию поездов с повышенными конструкционными скоростями и улучшенными динамическими качествами допускается увеличение максимальных скоростей движения в кривых участках пути с реализацией непогашенного ускорения на уровне буксы до 1,0 м/с² [55,58].

Наряду с обеспечением безопасности движения, при следовании поездов с повышенными скоростями, не менее важным является поддержание соответствующего уровня комфорта. Исследования влияния уровня непогашенных ускорений на пассажиров показали появление дискомфорта у пассажиров при его увеличении выше $0,8 \text{ м/с}^2$ [55,59].

В работе Г. М. Шахунянца [60] установлены зависимости комфорта пассажиров от непогашенного ускорения с учетом их положения. Для сидящих пассажиров уровень бокового ускорения, при котором проявляется дискомфорт, составляет от $2,0 \text{ м/с}^2$, для стоящих – от $0,7 - 1,0 \text{ м/с}^2$. Уровень безопасного ускорения, действующего на пассажиров, определяется величиной $1,2 \text{ м/с}^2$ [59]. В европейских нормативных документах EN 13803-1 [61] максимальный уровень непогашенного ускорения, действующего на кузов, регламентируется величиной $1,0 - 1,5 \text{ м/с}^2$ в зависимости от состояния пути [55].

Таким образом, краткий анализ показал, что для обеспечения безопасности движения на существующих путях и комфорта пассажиров следует снижать непогашенное ускорение $a_{нп}$, которое определяется фактическим значением кривизны пути и возвышением наружного рельса в зависимости от скорости движения.

Обычно, для дальнейшего повышения скоростей движения в кривых участках пути прибегают к увеличению радиуса кривой. Такое решение является распространенным, но требует проведения большого объема работ по реконструкции существующих линий и строительству новых. С учетом протяженности железных дорог на территории Российской Федерации, применение этого варианта требует больших временных и экономических затрат, что делает его использование вне основных направлений движения неэффективным, а для некоторых участков не представляется возможным [55].

Как показал опыт зарубежных железных дорог [62, 63], эффективным решением для повышения скоростей движения в кривых участках пути является наклон кузова вагона внутрь кривой. Данный подход связан с применением подвижного состава нового типа и позволяет увеличить скорость движения в кривой с минимальными объемами модернизации инфраструктуры [55].

Создание подвижного состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова (далее СПНК), позволяет скомпенсировать эффект недостаточного возвышения наружного рельса в кривом участке пути, соответственно, снизить уровень непогашенного ускорения, действующего на пассажиров, и повысить скорость движения на участке без снижения уровня комфорта.

1.1.2 Тенденции развития подвижного состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова

Краткий обзор основных этапов развития систем принудительного наклона кузова. Первые эксперименты по снижению действия боковой силы на пассажиров и увеличения скоростей движения в кривых были выполнены в конце 1930-х годах Deischl и VanDorn&Beemer [40]. В 1938 г. построен экспериментальный экипаж для железнодорожной линии Ачинсон-Топека-Санта-Фе с маятниковым наклоняемым кузовом.

Маятниковая конструкция наклона получила свое развитие в ряде более поздних моделей подвижного состава и стала называться пассивной системой наклона. Пассивная система наклона была применена в 1973 г. на серии поездов 381, эксплуатирующихся по маршруту японских железных дорог между городами Нагоя и Нагано. В 1980 г. в Испании был введен в эксплуатацию первый поезд Talgo Pendular [64], являющийся прототипом для современных наклоняемых поездов линейки Talgo.

Другим направлением развития систем принудительного наклона кузова явилась активная технология, которая впервые была введена в 1965 г. на немецких железных дорогах в дизель-поезде серии 624 [65]. С 1974 г. данная система наклона с пневматическим приводом стала серийно устанавливаться на поезда 634 серии, курсирующие на линии Кельн-Саарбрюккен.

Технология активного наклона кузова получила развитие в 1969 г. с созданием линейки итальянских поездов Pendolino, основой для которой является прототип на электрической тяге Y0160, использующий гидравлический привод для наклона кузова. Технические решения для обеспечения наклона кузова, применяемые на прототипе, получили свое развитие на электропоезде Elettrotreno RAPIDI (ETR) 401, который в 1975 г. стал первым поездом из линейки Pendolino, введенным в эксплуатацию [66]. Собственными разработками активной системы наклона кузова занимались специалисты шведских железных дорог для электропоезда X15 [67], аналогичные работы выполнялись в рамках скоростного поезда Advanced Passenger Train [68] на железных дорогах Великобритании.

В 1990-х годах в Европе было выпущено и введено в эксплуатацию несколько крупных партий поездов, оборудованных активной СПНК, такие как ETR450 в Италии и X2 в Швеции [69]. В Японии развитие и распространение получила технология пассивного наклона кузова, которая в поездах серии 2000 была усовершенствована путем внедрения активной стабилизации. В 2007 г. высокоскоростной поезд Shinkansen серии N700 стал первым наклоняемым подвижным составом с максимальной скоростью выше 250 км/ч в процессе эксплуатации [70].

В настоящее время поезда из вагонов с наклоняемыми кузовами эксплуатируются более чем в 15 странах. В таких странах как Япония, Норвегия, Швеция, Франция, Италия, Испания, Швейцария, Германия они получили наиболее распространение. Наиболее эффективно наклон кузовов вагонов в эксплуатации применяется *в региональном направлении на существующих линиях*, со значительным количеством кривых небольшого радиуса. Использование поездов, оборудованных СПНК, позволило государственной железной дороге Германии на участке магистрали Саксония – Франкония сократить время нахождения в пути на 20 - 30 % [71]. Аналогичные результаты демонстрирует опыт шведских железных дорог. В настоящее время производство поездов с наклоняемым кузовом освоено многими зарубежными компаниями и поставщиками компонентов подвижного состава, среди которых можно отметить Siemens, Hitachi, Pendolino, FIAT–SIG, Bombardier, Talgo, Nippon. Активная разработка и внедрение поездов подобного типа

осуществляется в Корее производителем KRII. В таблице 1.1 приведены данные по поездам с системой наклона кузова, эксплуатируемым на железных дорогах мира [55].

Таблица 1.1 – Поезда, оборудованные СПНК, в различных странах мира

Подвижной состав	Год внедрения	Страна	Система наклона	Максимальная скорость, км/ч	Ширина колеи, мм	Тип ПС	Угол наклона
Turbo Train	1968-1982	Канада	UAC	193	1435	ЛК, ПВ	-
381 серия	1973	Япония	Hitachi	120	1067	ЭП	5
Talgo Pendular	1974-1993	Испания-Германия	TALGO	180-220	1668-1435	ЛК, ПВ	3-3,5
ETR 401	1975	Италия	Pendolino	250	1435	ЛК, ПВ	13
Class 370 АРТ	1975	Англия	Pendolino	200	1435	ЛК, ПВ	
LRC	1982	Канада	Bombardier	160	1435	ЛК, ПВ	4-5
TRD 594	1982	Испания	CAF (SIBI)	160	1668	ДП	6
ETR 450	1988	Италия	Pendolino	250	1435	ЭП	8
2000 Series	1989	Япония	Hitachi	130	1067	ДП	5
ICT	1989	Германия	Pendolino	230	1435	ЭП	8
X 2000	1990	Швеция	ASEA	210	1435	ЛК, ПВ ОВ	8
Series 8000	1992	Япония	Hitachi	160	1067	ЭП	5
VT 610	1992	Германия	Pendolino	160	1435	ЭП	8
8000 Series	1992	Япония	Hitachi	160	1067	ЭП	5
E351 Series	1993	Япония	Hitachi	130	1067	ЭП	5
ETR 460	1994	Италия	Pendolino	250	1435	ЭП	8
HOT 7000	1994	Япония	Hitachi	130	1067	ДП	5
283 Series	1996	Япония	Hitachi	145	1067	ЭП, ДП	5-6
SM 220–SM3	1996-2003	Финляндия	Pendolino	220	1524	ЭП	8
ETR470	1996	Швейцария	Pendolino	200	1435	ЭП	8
VT 611	1997	Германия	Adtranz	160	1435	ДП	8
ETR 480	1997	Италия	Pendolino	250	1435	ЭП	8
BM 73	1997	Нидерланды	ASEA	210	1435	ЭП	8
QR Tilt Train	1998	Австралия	Hitachi	165	1067	ЭП, ДП	5
Alaris 490	1999	Испания	Pendolino	220	1668	ЭП	8
VT 612	1999	Германия	Adtranz	160	1435	ДП	8

Окончание таблицы 1.1

Подвижной состав	Год внедрения	Страна	Система наклона	Максимальная скорость, км/ч	Ширина колеи, мм	Тип ПС	Угол наклона
CP 400	1999	Португалия	Pendolino	220	1668	ЭП	8
ICN	2000	Швейцария	Adtranz	200	1435	ЭП	8
ACELA	2000	США	Bombardier	240	1435	ДП	4-6
SZ 310	2000	Словения	Pendolino	200	1435	ЭП	8
Talgo 350	2000	Испания	TALGO	330	1435	ЛК, ПВ	3.5
BM 93	2001	Нидерланды	Bombardier	140	1435	ДП	7
Class 221 1	2002	Англия	Bombardier	200	1435	ДП	
Class 390	2003	Англия	FIAT SIG	225	1435	ЭП	8
CDT 680	2005	Чехия	Pendolino	230	1435	ЭП	8
Meitechu	2005	Япония	Nippon	120	1067	ЭП	5
N 700	2007	Япония	Hitachi, Nippon	300	1435	ЛК, ПВ	5
ETR 600	2008	Италия	Pendolino	250	1435	ЭП	8
E6 Shinkansen	2013	Япония	Hitachi	320	1435	ЭП	5
Talgo Avril	2013	Испания	TALGO	280	1435	ЭП	5
TRA	2013	Тайвань	Nippon	150	1435	ЭП	5
TTX	2013	Корея	KRII	200	1435	ЭП	8
ED 250	2014	Польша	Pendolino	250	1435	ЭП	8

В таблице: ЛК – локомотив; ПВ – пассажирский вагон; ОБ – обслуживающий вагон; ЭП – электропоезд, ДП – дизельпоезд.

Анализ данных таблицы 1.1 показал существенное различие между максимальными скоростями подвижных составов, эксплуатирующихся в разных странах. Как правило, подвижной состав, эксплуатирующийся в Японии, имеет значительно меньшую конструкционную скорость. Это объясняется полигоном эксплуатации и подходом к реализации системы принудительного наклона кузова. Для Японских железных дорог характерно использование наклона кузова в пригородном направлении с акцентом на комфорт пассажиров. Альтернативным подходом к реализации системы наклона является повышение скоростей движения в кривых участках пути при сохранении достаточного уровня комфорта. На основании представленных данных в таблице 1.1 можно сделать вывод, что СПНК получила

наибольшее распространение в качестве инструмента для повышения скоростей движения.

Эксплуатация подвижного состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова, на сети железных дорог Российской Федерации. На железных дорогах Российской Федерации в эксплуатации находятся два типа подвижного состава, оборудованного СПНК:

- электропоезд «Аллегро» [72];
- поезд постоянного формирования «Стриж» [73].

Электропоезд Sm6 «Аллегро» построен на базе скоростного поезда Sm3, который является продолжением серии скоростных поездов ETR600 линейки Pendolino. В данном электропоезде применяется активная система наклона кузова с гидравлическим приводом и пневматическим устройством стабилизации кузова, которая обеспечивает наклон до 8° . Подобная технология наклона позволяет обеспечить безопасность и комфорт пассажиров на существующих линиях при движении в кривых с некомпенсированным ускорением на уровне тележки вплоть до 2 м/с^2 . Общее увеличение скорости в кривых за счет наклона кузова на участке Санкт-Петербург - Хельсинки достигает 40 км/ч [43].

Поезда «Стриж» на сети железных дорог Российской Федерации эксплуатируются с 2015 г. Данный подвижной состав состоит из наклоняемых вагонов постоянного формирования производства компании Talgo (Испания) и отечественного локомотива ЭП 20. Вагоны данного поезда оснащены пассивной системой наклона кузова маятникового типа, которая основана на опирании кузова на высоколежащие пневморессоры, что позволяет осуществлять наклон на величину до $3,5^\circ$. Поезд состоит из 20 вагонов, где 2 вагона являются техническими и предназначены для размещения оборудования [73].

Внедрение поездов, оборудованных СПНК, на сети железных дорог Российской Федерации доказало свою эффективность и целесообразность, значительно сократив время нахождения пассажиров в пути [43,44,74].

Классификация систем наклона, преимущества и недостатки. В настоящее время известно несколько десятков подходов к реализации наклона кузова на

подвижном составе. Выбор конкретного варианта наклона определяется условиями эксплуатации подвижного состава [38]. Несмотря на множество технических решений по обеспечению наклона кузова относительно тележки, условно их можно разделить на три класса: активные, пассивные и смешанные (комбинированные) [55]. Классификация существующих вариантов систем наклона кузова представлена на рисунке 1.1.

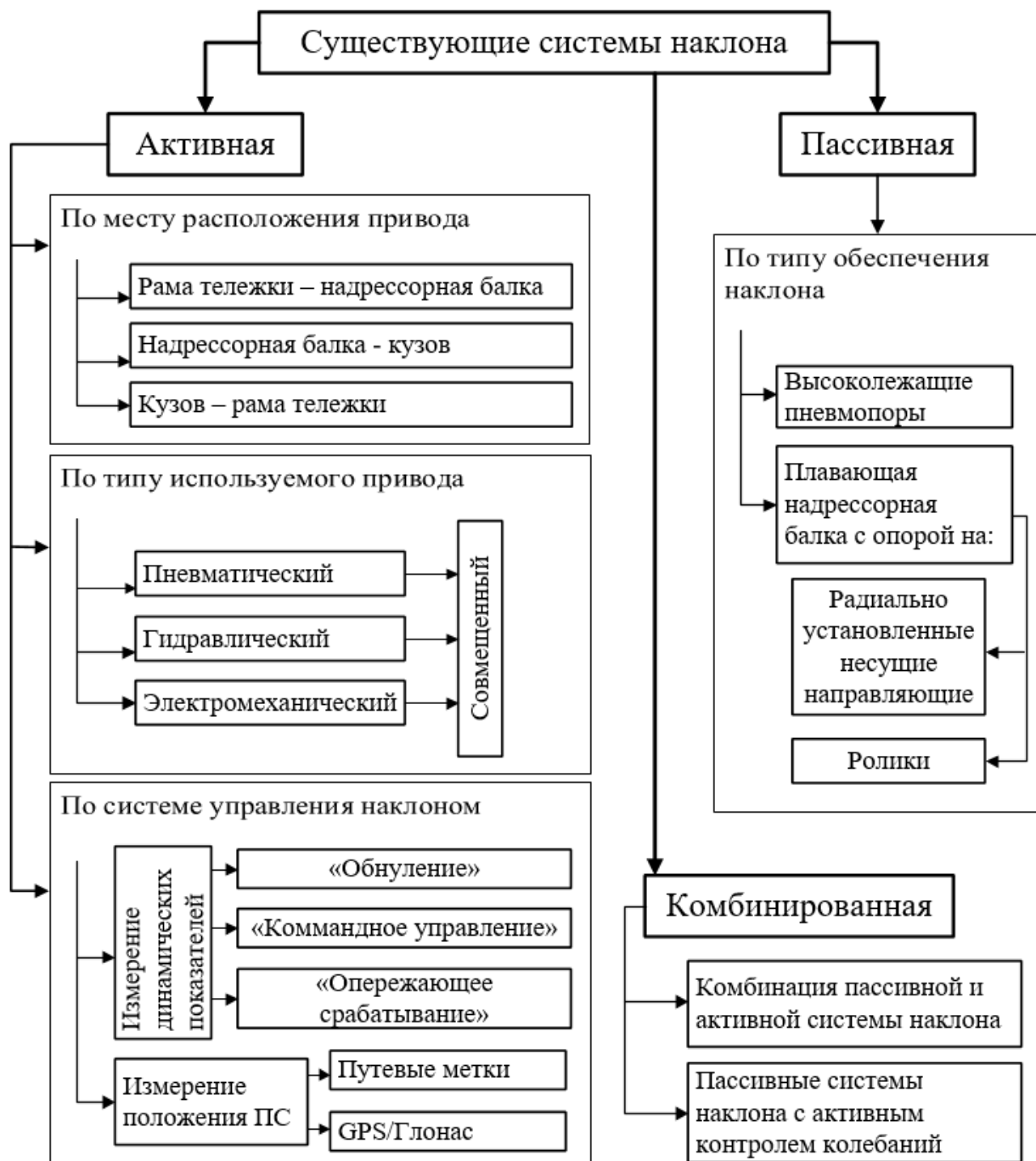
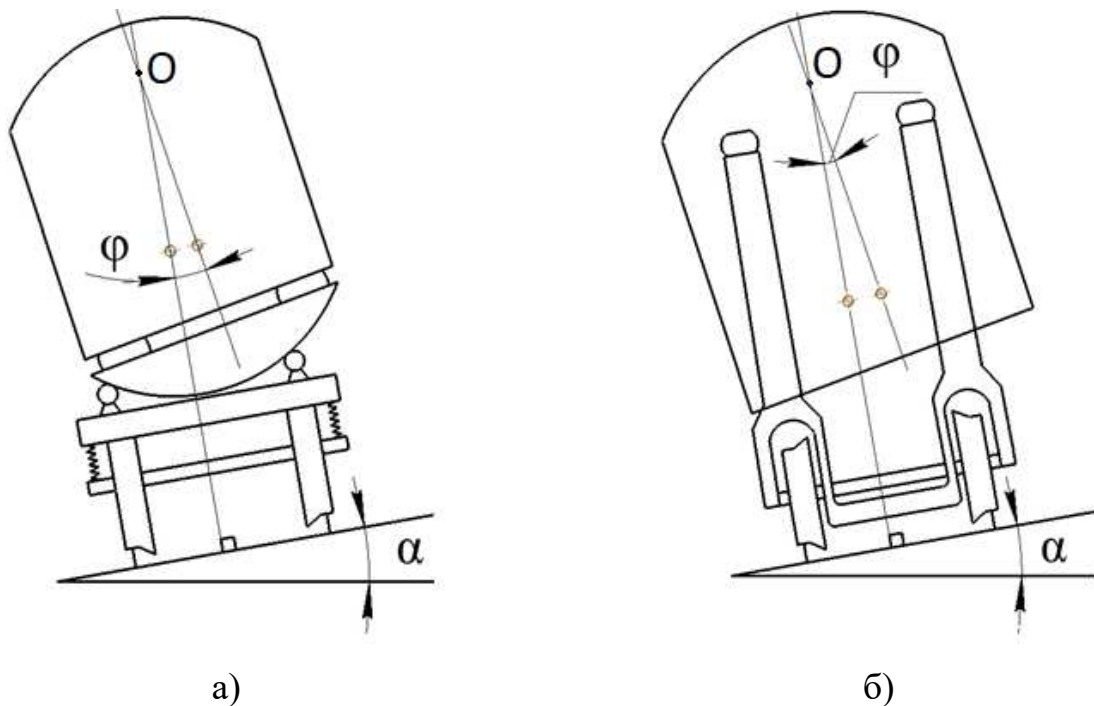


Рисунок 1.1 – Классификация существующих систем наклона

Пассивная технология наклона основана на особом типе подвешивания кузова вагона, в котором центр тяжести находится ниже центра вращения. В таком случае в кривой под действием центробежной силы нижняя часть кузова смещается наружу, образуя определенный угол наклона к вертикали [55]. Существует несколько различных технических решений для обеспечения пассивного наклона. Принципиальные схемы наиболее распространенных подходов к пассивному наклону кузова представлены на рисунке 1.2.



- а) плавающая наддресорная балка с радиальной направляющей;
 б) высоколежащие пневморессоры;
 α – угол наклона железнодорожного пути; φ – угол наклона кузова;
 О – центр вращения кузова

Рисунок 1.2 – Принципиальные схемы технологии пассивного наклона кузова

В Японии, начиная с серии поездов серии 381, используют различные модификации плавающей наддресорной балки с радиальной направляющей [38,75]. При такой реализации подвешивания кузова центр вращения находится на пере-

сечении нормалей к радиусу скругления балки, восстановленных в точке опирания, и находится на 600 - 900 мм выше центра тяжести в зависимости от конструкции (рисунок 1.2, а).

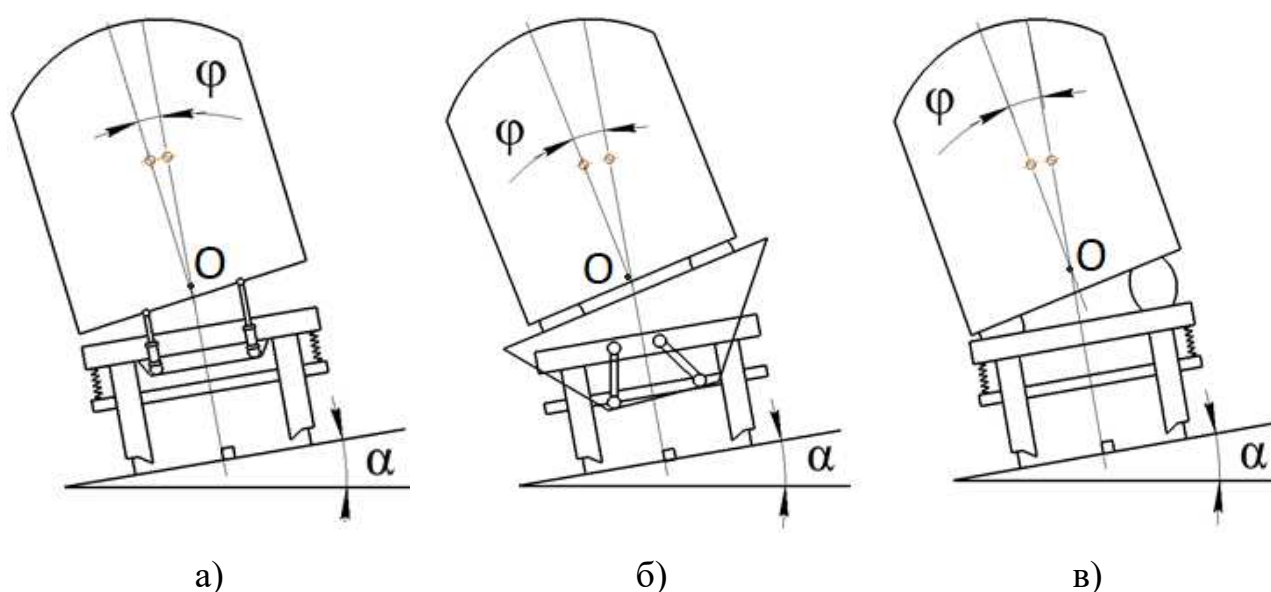
Другим техническим решением обеспечения пассивного наклона является опирание кузова на высоколежащие пневморессоры (рисунок 1.2 б). Классическим примером такого варианта являются поезда серии Talgo, производимые в Испании [64]. В этом техническом решении пара пневморессор вторичного подвешивания расположена на высоких колоннах, вертикально закрепленных на одноосных тележках, общих для двух смежных сочлененных вагонов. В результате такой схемы опирания, под действием центробежной силы, кузов будет отклоняться от вертикали относительно точки поворота, расположенной на уровне крыши вагона. Электропневматический клапан, соединяющий пневморессоры, позволит контролировать вращение кузова, регулируя жесткость [55].

Преимуществами пассивной технологии являются низкая стоимость, простота конструкции и управления, надежность, невозможность обратного наклона. Несмотря на все преимущества можно выделить и недостатки подобных систем: задержки в работе, вызванные моментом инерции кузова; высокое расположение центра поворота негативно влияет на безопасность, увеличивая риск опрокидывания; смещение нижней части кузова в кривых уменьшает возможную ширину кузова вагонов. Несмотря на простоту конструкции систем пассивного наклона, с увеличением скорости движения появляется необходимость в осуществлении контроля за колебаниями кузова при выходе из кривых участков пути [40,55].

Пассивная технология наклона имеет ограниченный угол наклона до 5° , что позволяет компенсировать только часть непогашенного ускорения. Для использования большего потенциала систем наклона кузова применяют активные технологии наклона [55].

Активные технологии наклона позволяют наклонить кузов до 13° . Наклон кузова в таких системах осуществляется за счет работы специальных приводов, установленных на тележках подвижного состава [55]. В качестве приводов используются пневморессоры, гидравлические, электромеханические актуаторы и

их разновидности [76]. Принципиальные схемы распространенных вариантов активной технологии наклона кузова представлены на рисунке 1.3.



- а) использование привода между кузовом и рамой тележки;
 б) использование тяг, для наклона наддрессорной балки;
 в) использование пневморессор второй ступени подвешивания;
- α – угол наклона железнодорожного пути; φ – угол наклона кузова;
 O – центр вращения кузова

Рисунок 1.3 – Принципиальные схемы технологии активного наклона кузова

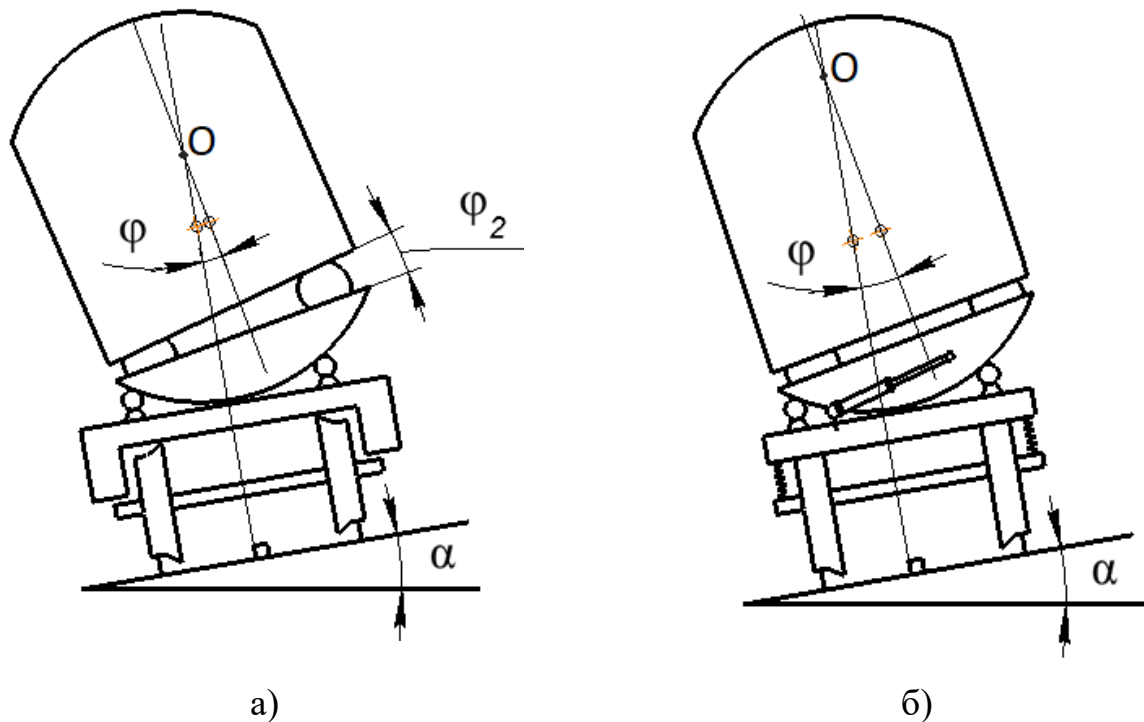
Так, в поездах Pendolino – ETR 610 используют электрогидравлический привод, расположенный над вторичной ступенью подвешивания [77]. В электропоездах Bombardier X2 в качестве устройства смещения используется электромеханический актуатор, расположенный ниже второй ступени подвешивания. Привод подбирается исходя из необходимого наклона кузова и схемы построения наклона. Гидравлические и электромеханические приводы позволяют обеспечить наклон кузова не более 10° (рисунок 1.3, а), что позволяет использовать их на высокоскоростных поездах для значительного увеличения скорости в кривых. Однако отклонение кузова от вертикали на такой большой угол приводит к сильному уменьшению ширины кузова вагона. Для максимального использования проектного очертания подвижного состава помимо приводов, осуществляющих непосредственно наклон кузова, активные технологии могут оснащаться устройствами

смещения кузова относительно поперечной оси. Наиболее распространенной конструкцией, позволяющей реализовать наклон и смещение кузова, является использование наддрессорной балки, подвешенной между первой и второй ступенью подвешивания на специальных наклонных тягах параллельно актуатору (рисунок 1.3 б) [40,77].

Для скоростных линий с увеличенным радиусом кривых распространение получил пневматический привод (рисунок 1.3, в). Данное решение позволяет отклонять кузов на величину до 5° , что позволяет исключить необходимость смещения кузова и упростить систему наклона в целом. Активная технология наклона с пневматическим приводом построена на изменении высоты пневморессор второй ступени подвешивания за счет регулирования давления в них. Развитием технологии является объединение пневморессоры со специальным электрическим клапаном в электропневматический актуатор, что позволяет значительно повысить скорость и точность системы наклона кузова. Системы наклона кузова с пневматическим приводом используются на поездах E5, серии 381, N700 [70] и др.

Таким образом, технологии активного наклона кузова являются более сложными и дорогими в реализации по сравнению с пассивным наклоном, но ввиду своей компактности, сохранением центра вращения кузова рядом с центром его тяжести, реализацией большего угла наклона данный подход получил наибольшее распространение на железных дорогах Европы.

Комбинированная система наклона является попыткой совместить пассивную и активную технологию наклона для исключения недостатков каждой. Японскими учеными [76,78] предложено в качестве основной системы наклона использовать пассивную технологию с гидравлическим активным стабилизатором и максимальным углом наклона в 6° . Активная система интегрирована в систему вторичного подвешивания и обеспечивает дополнительный наклон в 2° , доводя общий наклон кузова до 8° (рисунок 1.4, а). Ожидается, что такая система позволит увеличить максимальную скорость в кривых до 50 км/ч, без ухудшения комфорта.



- а) пассивная система наклона, с активной во второй ступени подвешивания;
 б) пассивная система наклона, с активным контролем угла наклона;
 α – угол наклона железнодорожного пути; φ – угол наклона кузова;
 φ_2 – дополнительный угол наклона кузова; О – центр вращения кузова

Рисунок 1.4 – Принципиальные схемы технологии комбинированного наклона кузова

Дополнительно к классу комбинированных технологий наклона можно отнести пассивные системы наклона с активным контролем угла наклона (рисунок 1.4, б). Регулирование угла наклона в данной системе осуществляется включением привода в связь «кузов-тележка» [55].

Таким образом, анализ существующих подходов к наклону кузова показал, что для скоростного движения наиболее целесообразно применять систему активного принудительного наклона кузова. Одним из наиболее перспективных решений является использование пневморессор в качестве активного органа. Такая система относительно проста в реализации, обеспечивает достаточные для скоростного движения углы наклона кузова и обладает преимуществами активных систем наклона.

Классификация систем управления наклоном кузова. Существенной особенностью активных и гибридных систем наклона кузова является необходимость в системе управления. С развитием технологий наклона кузова стало очевидно, что выбор той или иной системы управления оказывает значительное влияние на комфорт и безопасность пассажиров [35]. Подходы к управлению наклоном кузовов можно разделить на две группы. Первая группа: «обнуление» – полная компенсация ускорений кузова, «командное управление» и подход «опережающего срабатывания» [79-83]. Вторая – схемы управления, использующие комбинации методов определения местоположения подвижного состава: путевые метки, одометры, системы глобально позиционирования GPS/ГЛОНАСС [40,84].

Один из первых подходов к управлению, используемых на подвижном составе, основывается на принципах полной компенсации измеренного поперечного ускорения при установившемся движении в кривой. Обратная связь в такой системе обеспечивается установленным на кузове акселерометром. Преимущество заключается в расположении датчика, выступающего в роли механического фильтра случайных неровностей пути, над второй ступенью подвешивания. С другой стороны ускорения от наклона кузова могут привести к взаимовлиянию подвешивания и системы динамического мониторинга, что приводит к возникновению проблем стабильности системы управления.

Развитием подхода «обнуления» стала стратегия «управление командами», обеспечивающая возможность частичной компенсации ускорений. Это достигается введением коэффициента усиления, изменяющегося в пределах от 0 (система отключена) до 1 (полная компенсация непогашенного ускорения). Система управления, основанная на таком подходе, кроме акселерометра дополнена гироскопами для увеличения чувствительности и возможности отслеживать возвышение наружного рельса. Подобный эффект может быть также получен и с использованием «обнуляющей» системы управления путем введения в контроллер обратного угла, но это усложняет процесс управления.

В системах, основанных на «командном» подходе, датчики традиционно располагаются на тележке и не испытывают влияния параметров подвески. Это

позволяет вынести его за контур управления и повысить стабильность системы. Однако из-за жесткости связей с тележкой акселерометр воспринимает ускорения не только в кривых, но и на случайных неровностях, что может привести к ошибочному срабатыванию системы на прямых участках пути.

Исключение самопроизвольного срабатывания системы осуществляется за счет использования фильтра Кальмана [85] при расчете управляющего воздействия на исполнительные механизмы. Введение фильтра снижает влияние неровностей пути на систему и обеспечивает удовлетворительное прохождение прямых участков пути, но приводит к задержке срабатывания системы в кривых участках.

Указанный недостаток устранен в стратегии управления, построенной на принципе «опережающее срабатывание», применяемой, в частности, на высокоскоростных поездах шведских железных дорог серии X2000.

В системах управления, основанных на стратегии «опережающее срабатывание», сигнал, получаемый от датчиков, установленных на тележках головных вагонов поезда, передается в цифровом виде на последующие вагоны с соответствующей временной задержкой. При этом необходим учет скорости и направления движения. Недостаток – сложная схема исполнения и необходимость передачи информации между вагонами. Кроме этого, в подобных системах головной вагон либо выключается из работы системы, либо функционирует с задержкой.

Решение указанной проблемы возможно за счет использования стратегии управления, основанной на данных систем глобального позиционирования, подобно используемой на поездах высокоскоростных линий Shinkansen (Япония, JR Central) [84].

В таком подходе к управлению используется бортовой компьютер с заранее записанной информацией о кривых участках пути, включая кривизну, возвышение наружного рельса и т. д. Система построена на передаче необходимой информации из базы данных к устройству наклона кузова при прохождении подвижным составом точки входа в кривой участок пути. Основным вопросом для такой стратегии управления является определение точного местоположения. В рамках дан-

ного подхода в местах начала и конца кривых участков пути устанавливаются путевые метки, при приближении к которым бортовой компьютер дистанционно считывает необходимую информацию и передает к устройствам наклона кузова. Такая система управления наклоном обеспечивает большую плавность работы в кривых участках пути и стабильность в прямых вне зависимости от уровня неровностей пути. Недостатком такого подхода является высокая стоимость системы, сложность организации протяженной инфраструктуры и невозможность использования подвижного состава на других маршрутах без предварительной подготовки. Дополнительно при использовании дистанционно считываемых путевых меток существует вероятность не считывания или ошибочного считывания информации от стационарного передатчика. Для повышения надежности система управления наклоном может быть дополнена одомером, учитывающим пробег вагона, что позволяет контролировать путь, пройденный между путевыми метками. Недостатком использования одометра является наличие эффекта накопления погрешности.

Исключение недостатков одометра стало возможным за счет дополнения стратегии управления данными глобального позиционирования систем GPS/ГЛОНАСС. Применение спутниковой навигации позволяет определять глобальные координаты подвижного состава, что делает возможным частичный отказ от путевых меток. При этом стратегия управления, основанная на данных глобального позиционирования, не может быть использована в качестве основной вследствие ограниченной надежности и возможной потери сигнала от спутников.

Таким образом, анализ существующих систем управления позволяет сделать вывод о влиянии существующих подходов к управлению наклоном кузова на величину временных задержек и необходимости учитывать их при проектировании систем принудительного наклона кузова. Наиболее перспективной является система управления, построенная на данных глобального позиционирования, с дополнительным контролем по показаниям одометра. Подобная система позволяет получить необходимый уровень временных задержек, путем корректировки данных о пути.

1.2 Обзор исследований, посвященных обеспечению комфорта пассажиров при прохождении криволинейных участков пути

1.2.1 Анализ требований нормативных документов, регламентирующих комфорт на подвижном составе

Внедрение подвижного состава, оборудованного СПНК, приводит к снижению непогашенного ускорения, действующего на человека, однако наклон кузова связан с дополнительным воздействием, нетипичным для обычного рельсового экипажа. Оценка реакции пассажира на дополнительное воздействие возможна с использованием критериев комфорта и безопасности пассажиров.

Исследованиями, посвященными вопросам комфорта на железнодорожном транспорте, занимались: В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати [30], М. McCauley [86], В. Kufver [37], J. Golding, R. Persson [38,40] и др. [87]

Комфорт пассажиров в железнодорожной среде рассматривается как реакция человека на набор физических условий в транспорте в совокупности с его психоэмоциональным состоянием. Физические условия можно разделить на несколько составляющих: динамические, пространственные и внешние. Внешние переменные включают температуру, давление, качество воздуха и вентиляции, в то время как к пространственным относятся: рабочая область, пространство для ног, расположение в кресле и другие факторы. Психоэмоциональное состояние пассажира является одним из условий влияющим на удобство пассажира. Так, при поездке по одному и тому же маршруту можно получить различные значения субъективного комфорта в зависимости от настроения, напряженности, испытываемых чувств во время поездки.

Для объективной оценки комфорта в качестве основных используются динамические переменные, описывающие ускорения, вибрации, силы, измеренные

по одной из осей или их комбинации. С введением в эксплуатацию поездов, оборудованных системой наклона кузова, для оценки комфорта и безопасности пассажиров использовались способы характерные для традиционного подвижного состава.

В основу этих методик положена оценка человеческой реакции на вибрации, возникающие при движении рельсового экипажа по железнодорожному пути. В настоящее время эти способы используются для определения «среднего» комфорта, измеряемого в условных единицах с помощью показателей, являющихся характеристикой ходовых качеств вагона и зависящих от интенсивности и спектра колебаний вагона. Исходными данными для таких методов являются виброускорения вагона, измеренные по одной из трех осей вагона.

Впервые метод для оценки комфорта пассажиров был предложен немецкими учеными Helberg'ом и Sperling'ом в 1941 г. В 1956 г. Sperling и Betzhold [34] доработали его для оценки качества хода вагона. В данном методе использовался коэффициент комфорта W_z , определяемый на основе ускорений измеренных на полу и амплитудно-частотной характеристики корректирующего фильтра. Шкала оценки комфорта представлена в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Шкала оценки показателя W_z

$W_{z_пас}$ – индекс комфорта пассажиров		$W_{z_ваг}$ – индекс хода вагона	
Едва заметный уровень	1	Очень хороший	1
Заметный	2	Хороший	2
Более выраженный	2,5	Удовлетворительный	3
Терпимый уровень	3	Приемлемый для следования	4
Неудобный	3,25	Неприемлемый для следования	4,5
Невыносимый	3,5	Опасный	5

Похожий показатель комфорта пассажиров V_r , названный «индекс поездки», был предложен в Великобритании [30]. Индекс поездки V_r рассчитывается из ок-

тавных полос ускорений и соответствующих центральных измеренных в вертикальном и боковом направлениях. Шкала для оценки индекса поездки приведена в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Шкала оценки индекса поездки

Уровень комфорта	Индекс поездки V_r
Отличный	1
Очень хороший	1,5
Хороший	2
Средний	2,5
Удовлетворительный	3
Соответствующий	3,5
Терпимый	4
Невыносимый	4,5
Опасный	5

В международном европейском стандарте ISO 2631-1.1997 [88] (Российская редакция ГОСТ 31191.1-2004 Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека) воздействие на здоровье, комфорт и подверженность укачиванию определяют на основе среднеквадратичных значений, скорректированных виброускорений измеряемых по одному из трех направлений с применением корректирующего фильтра на полу, уровне сидений и спинках сидений в салоне вагонов.

В соответствии с ISO, приемлемые с точки зрения комфорта, параметры вибрации зависят от многих факторов, которые меняются для разных условий воздействия вибрации. В стандарте приводятся значения, дающие приближенное представление о возможной реакции человека на различные значения полной вибрации в условиях общественного транспорта. Шкала дискомфорта в зависимости от уровня виброускорений в соответствии с [88] представлена в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Шкала дискомфорта в зависимости от уровня виброускорений

Степень дискомфорта	Уровень виброускорений, м/с ²
Дискомфорт не ощущается	менее 0,315
Легкое ощущение дискомфорта	0,315 - 0,63
Приемлемое ощущение дискомфорта	0,5 - 1
Отчетливое ощущение дискомфорта	0,8 - 1,6
Ощущение сильного дискомфорта	1,25 - 2,5
Крайняя степень дискомфорта	Свыше 2

В Российской Федерации, в соответствии с ГОСТ 33796-2016 [89], в качестве критерия комфорта для моторвагонного подвижного состава принят показатель плавности хода в вертикальном W_z и горизонтальном поперечном направлениях W_y . Показатели плавности хода определяются в контрольных точках кузова вагона на полу над центрами масс тележек и в среднем сечении неголовного вагона. Значения показателей плавности хода в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях не должны превышать 3,25 [89].

В общеевропейском стандарте [90] для оценки «среднего» комфорта пассажиров используются статистические методы, принимающие во внимание распределение среднеквадратичных виброускорений, скорректированных по частоте. Указанный метод позволяет провести оценку комфорта пассажиров, учитывая их положение одновременно по трем направлениям, с помощью коэффициента N_{VA} для сидящих пассажиров и N_{VD} для стоящих пассажиров. CEN12299 предполагает измерение ускорений в промежутках времени от 5 секунд до 5 минут, при этом отрезки времени могут быть измерены частями не менее 5 секунд, а затем сложены в один.

Накопленный опыт практических исследований выявил, что показатели «среднего» комфорта не позволяют в достаточной степени оценить воздействие на человека на различных участках пути. В этих методах комфорт пассажиров измеряется в течение некоторого времени движения, а затем усредняется. Такой

подход не позволяет выявить временные отклонения. В кривых и на отрезках железнодорожных линий с большим количеством неровностей комфорт пассажиров может значительно нарушаться, однако в целом для измеренного промежутка времени движения показатели «среднего» комфорта остаются в пределах допустимых значений.

Для исключения вышеперечисленных недостатков были разработаны расширенные критерии комфорта, которые отражены в межгосударственном стандарте CEN12299 [90].

В соответствии с CEN [90], оценка воздействия на пассажиров динамических переменных в поездах, оборудованных СПНК, рекомендуется использовать показатель комфорта при прохождении кривой P_{CT} , который прогнозирует процент пассажиров испытывающих дискомфорт в кривых участках пути. Данный показатель позволяет учитывать комплексное влияние на пассажиров непогашенного ускорения, скорости его изменения (рывки) и скорость наклона кузова [37].

В работах японских специалистов [87] комфорт пассажиров в кривых участках для всех типов подвижного состава оценивается с помощью критерия TC_T по четырехбальной шкале от 1 – «нет дискомфорта» до 4 – «очень некомфортно».

В описанных методиках для каждой из зависимостей приводятся коэффициенты, позволяющие оценить уровень комфорта пассажиров в положении «сидя» и «стоя». Индексы P_{CT} и TC_T имеют некоторые отличия, но на практике дают близкие результаты при оценке дискомфорта на идентичных участках пути. В таблице 1.5 сведены существующие показатели оценки комфорта, используемые в различных странах мира.

Таблица 1.5 – Показатели комфорта в различных странах мира

Показатель	Обозначение	Источник	Страна	Допускаемые значения
Традиционный подвижной состав				
Плавность хода	W_z	ГОСТ Р55495-2013	РФ	$\leq 3,25$
Непогашенное ускорение	a_{nn}	Инструкция по текущ. содержанию пути	РФ	$\leq 0,7-0,8 \text{ м/с}^2$
Индекс поездки	V_r	Garg, K. V., Dukkipati, R. V.	Великобритания	≤ 4
Виброускорение	a_{wf}	ISO2631-1/ ГОСТ31191.1-2004	Европа/ РФ	–
Средний комфорт	N_{VA}	CEN 12299	Европа	–
	N_{VD}			–
Наклоняемый подвижной состав				
Процент пассажиров, испытывающих дискомфорт в кривых	P_{CT}	CEN 12299	Европа	–
Индекс комфорта пассажиров в кривых	TC_T	Suzuki и др.	Япония	Градуируется по шкале от 1 - «нет дискомфорта» до 4 - «очень некомфортно»

Таким образом, анализ критериев воздействия на пассажиров выявил, что использование показателей «среднего» комфорта не позволяет учесть кратковременные негативные воздействия на человека, вызванные переходными процессами при наклоне кузова. Для поездов, оборудованных СПНК, целесообразно рассмотреть дополнительные критерии комфорта, предложенные в европейских стандартах и позволяющие исключить вышеперечисленные недостатки.

1.2.2 Анализ проблемы укачивания на подвижном составе, оборудованном системой принудительного наклона кузова

Опыт эксплуатации подвижного состава, оборудованного СПНК, позволил выявить проблему повышенного уровня развития болезни укачивания у пассажи-

ров, вызванную дополнительным воздействием от наклона кузова. В железнодорожной отрасли проблема укачивания рассматривалась в работах М. Turner и М. Griffin [41], I. Kaplan [42], J. Casali, J. Förstberg [33-36], L. Frank, R. Persson [39], H. Suzuki [91] и др.

Исследования проблемы укачивания, проводимые на обычном подвижном составе в разных странах, позволили выявить от 0,13 % [42] до 18 % [91] пассажиров, подвергшихся данному заболеванию. Такой разброс в значениях объясняется отличиями поездов, инфраструктурой и методами сбора данных. В работе [42] подсчитывались жалобы пассажиров на недомогание, а в работе [91] укачивание диагностировалось на основе опроса пассажиров.

Сравнительные испытания японских специалистов [92] выявили укачивание у 18 % пассажиров обычного поезда серии 165, и 27 % пассажиров поезда серии 381, оборудованного системой наклона кузова. Аналогичные результаты наблюдаются в исследованиях европейских ученых [33], которые зафиксировали диагноз укачивание у 10 % пассажиров поезда, оборудованного СПНК.

В общем случае, под укачиваем в транспорте понимается болезненное состояние (совокупность симптомов), возникающее при длительных воздействиях прямолинейных ускорений, и обусловленное раздражением вестибулярного аппарата. Классификация основных симптомов по признакам и показателям [33] приведена в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Классификация основных симптомов по признакам

Группа признаков	Гастроэнтерологические	Телесные (соматические)	Объективные	Эмоциональные
Симптомы	Дискомфорт в желудке	Головокружение	Влажность кожи	Тревога
	Тошнота	Усталость	Частота пульса	Раздражительность
	Ингибирование моторики желудка	Увеличенное слюноотделение	Кровяное давление	Испуг
	Приступы тошноты	Сонливость	Температура	Напряжённость
	Рвотные позывы	Температура/холодная потливость	Частота дыхания	Апатия
	Рвота	Головная боль		

В рамках диссертационного исследования укачивание пассажиров предлагается рассматриваться в контексте комфорта, как частный его случай. Рассмотренные выше критерии комфорта позволяют описать воздействие на пассажира, но не оценивают раздражение вестибулярного аппарата и реакцию человека на него.

По результатам ряда исследований [93] было установлено, что основной причиной укачивания является сенсорный конфликт, возникающий при несогласовании визуальной картины и ощущений от вестибулярного аппарата. Опыт реальной эксплуатации подвижного состава, оборудованного системой наклона кузова показал, что при полной компенсации центробежной силы у пассажиров в дневное время суток наблюдается эффект укачивания, в то время как в ночных поездах данный эффект значительно ниже [39].

Исследования, направленные на разработку альтернативных теорий развития укачивания, рассматривают дополнительные критерии, характеризующие самочувствие человека, такие как: постуральная неустойчивость [94], чрезмерная стимуляция одного из органов чувств [40], физиологические параметры пассажиров [94] и т. д.

В работах [87] проводились натурные исследования, устанавливающие зависимость между частотой воздействия и развитием болезни укачивания у пассажиров. По результатам исследований были разработаны ряд корректирующих фильтров, описывающих развитие укачивания в зависимости от типа движения, и применяемых при оценке и прогнозировании уровня воздействия на человека.

В соответствии с ГОСТ 31191.1-2004 (ISO 2631) [88] оценка воздействия вибраций на человека может быть рассчитана на основе дозы укачивания $MSDV_z$, описывающему вероятность появления болезни. Для градации дозы укачивания по четырехбальной шкале в работе [41] предложен рейтинг заболеваемости $IR(t)$.

Эффект адаптации пассажиров к низкочастотным колебаниям (т.е. снижение чувствительности к воздействию) [86] учтен в критерии «чистой» дозы укачивания $ND(t)$, предложенной в работе [36].

Таким образом, анализ работ в области комфорта и безопасности пассажиров на железнодорожном транспорте выявил проблему повышенного негативного воздействия на человека в поездах, оборудованных СПНК. Обзор нормативных документов и исследований появления и развития болезни укачивания позволил выделить критерии, позволяющие осуществлять прогнозирование показателей в зависимости от данных о динамической нагруженности экипажа.

1.3 Обзор работ в области математического моделирования динамики и безопасности движения рельсового экипажа

Определение параметров СПНК связано с необходимостью обеспечения критериев безопасности и комфорта пассажиров во всех режимах эксплуатации. Существующие требования основаны на оценке уровня динамической нагруженности рельсовых экипажей.

Для определения динамических качеств рельсового экипажа широкое распространение получили натурные эксперименты. Данный подход обладает высокой точностью, позволяет охватить большой перечень показателей, учесть неявные факторы и наиболее полно повторяет условия эксплуатации подвижного состава. Проведением натурных испытаний и совершенствованием существующих программ и методик экспериментов занимались: А. А. Львов, Л. О. Грачева [96, 97], М. В. Алексеев, С. С. Крепкогорский, О. П. Ершков [98, 99], Ю. С. Ромен [19], А. М. Бржезовский [100-103] и др.

Качественные натурные испытания связаны с затратой большого количества ресурсов, необходимостью разработки и постройки опытных образцов, сложны в проведении и продолжительны во времени, что ограничивает количество проверяемых конструкторских решений и делает их проведение нецелесообразным, а в отдельных случаях – невозможным.

Альтернативой натурным испытаниям выступает математическое моделирование, в том числе и компьютерное моделирование. Этот подход позволяет относительно быстро и с достаточной точностью получить несколько вариантов с

различными параметрами, и на основе моделирования движения по реальным участкам пути выбрать наиболее оптимальный.

Моделированию движения подвижного состава посвящены работы ученых: А. Э. Павлюкова [24], Н. С. Бачурина – УрГУПС, Г. В. Михеева, Д. Ю. Погорелова, Г. С. Михальченко, Д. Я. Антипина – БГТУ [11, 13, 45, 50, 104-108], Г. И. Петрова, В. Д. Хусидова, А. А. Хохлова [15] – МИИТ, А. М. Орловой [21], Ю. П. Бороненко [20] – ПГУПС, С. В. Мямлина [29] – ДИИТ, M. Dumitriu [109], G. Schandl [110] и др.

В работах, посвященных вопросам моделирования, вагоны совместно с железнодорожным путем рассматриваются как сложные динамические системы с большим количеством степеней свободы. Для исследования подобных систем разрабатываются и применяются динамические модели, описывающие поведение моделируемого процесса (объекта) во времени с учетом как внешних, так и внутренних факторов.

Основоположителем математического моделирования динамики подвижного состава является профессор Е. Н. Жуковский. В его работах рассматривается продольная динамика поезда. Для исследования были предложены первые математические модели. В первой поезд представляется как упругий стержень, с массой на конце, описывающей локомотив. Во второй состав рассматривается как набор абсолютно упругих тел с упругими связями.

Развитие данных подходов осуществлено В. А. Лазаряном [2], Л. А. Манашкиным, Е. П. Блохиным [3], которые рассматривали физически более близкие развитые модели, позволяющие учитывать упругие несовершенства и зазоры. Использование предложенных подходов позволило рассмотреть расчетные схемы задач по моделированию движения продольной динамики поезда, учитывая переходные режимы.

С развитием методов и средств математического моделирования появились исследования, позволяющие рассматривать колебания вагонов в пространстве. Большой вклад в разработку принципов и подходов к моделированию динамики подвижного состава внесли С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, Г.И. Петров,

В. Д. Хусидов [4, 5, 15, 17, 18]. В их работах вагоны представлены системой физических тел и связей между ними. Расчет колебаний для таких систем осуществляется с помощью дифференциальных уравнений, являющихся следствием общего вариационного принципа, заключающегося в том, что работа внешних, внутренних и инерционных сил, действующих на движущееся тело при вариации координат его траектории должна равняться нулю. По результатам исследования динамики подвижного с использованием предложенных подходов С. В. Вершинским была предложена формула для вычисления коэффициента вагона от схода с рельсов, Г. И. Петров и В. Н. Филиппов использовали математическое моделирование для исследования продольной динамики специализированных вагонов. В работах В. Д. Хусидова рассматривались колебательные процессы подвижного состава.

Работы А.Я. Когана [111], А.В. Сакало, В.И. Сакало [112], Н.Н. Кудрявцева, М.Ф. Вериги [5, 6], В.Н. Данилова [17, 18] посвящены исследованиям взаимодействия колеса с рельсом, учитывающим ударные взаимодействия, вызванные, в том числе дефектами поверхностей катания, разработке расчетных схем и методик расчетов колеса и рельсового пути, экспериментальным исследованиям динамики и прочности неподрессоренных частей подвижного состава.

С развитием производительности вычислительных машин стали широко применяться численные методы решения задач динамики. Работы профессора Д. Ю. Погорелова направлены на формирование основных принципов моделирования динамики подвижного состава с использованием прикладного программного обеспечения, предложен метод подсистем, позволяющий значительно упростить и сократить время на разработку моделей.

Расширение методов моделирования и применение новых инструментов для оценки динамики подвижного состава позволило решать сложные технические задачи и осуществлять междисциплинарные исследования. Для проведения таких исследований используются специальные проблемно-ориентированные модели, направленные на описание поведения моделируемого объекта в узкой области

знаний, для решения конкретной проблемы. При этом элементы модели, выходящие за рамки рассматриваемой области исследований, представляются упрощенно.

В работах В. В. Кобищанова и Д. Я. Антипина исследования динамики пассажирских вагонов осуществляются в программном комплексе «Универсальный механизм» и направлены на получение картины нагруженности узлов и элементов подвижного состава в эксплуатации для последующей оценки долговечности. Подобные работы для грузовых вагонов осуществлялись профессором А. Э. Павлюковым [24].

В работах Г. В. Михеева [50, 108] рассмотрены вопросы моделирования динамики системы тел с учетом упругих свойств его элементов. Для исследования динамики системы тел с учетом упругости некоторых частей конструкции предложено использовать КЭ с пониженным порядком системы уравнений движения. Данный подход позволяет формировать гибридные подсистемы, позволяющие эффективно исследовать задачи связанные с вибрациями кузова или рамы железнодорожного экипажа и др. Так в работах Д. И. Гончарова [46-48] на основе гибридной модели автотрисы учтено влияние работы силовой установки на нагруженность кузова. Е. С. Чечулин [113], В. А. Лебедев [114], С. Н. Ашуркова [115] применяли подобные подходы для уточненного исследования уровня динамической нагруженности подвижного состава в эксплуатации.

В работах Э. М. Рязанова [116] проводится совершенствование расчётных методов оценки крэш-систем электропоездов при аварийных соударениях. В качестве объекта исследования рассматривался современный отечественный электропоезда ЭС2Г, для которого была разработана детализированная КЭ модель вагонов с тележками и исследовано напряженно-деформирование ее элементов при столкновении с препятствием. Исследованием аварийных соударений с учетом воздействия на пассажиров рассмотрено в работах С. Г. Шорохова [52]. Подвижной состав рассматривался системой абсолютно твердых тел, оценка безопасности производилась на основании использования антропометрических манекенов. Манекены, описывающие пассажиров, моделировались отдельными подсистемами и

располагались внутри салона вагонов. В ходе соударения безопасность пассажиров оценивалась по взаимодействию манекенов с элементами интерьера и специальным критериям.

Внедрение пневматических рессор в подвешивание вагонов привело к разработке и развитию математических моделей, описывающих их поведение. Исследование динамики систем с пневмоопорами проведено в работах: Presthus [117], V. Fazli Kechidi [118], V. Gavriloski [119], M. Bayraktar, R. Guclu, M. Metin [120]. В данных исследованиях пневморессора описывалась отдельной математической моделью, интегрированной в элементы связи между телами. Известно несколько моделей пневматических рессор, отличающихся сложностью и количеством учитываемых параметров [117]. Для моделирования пневморессоры в качестве активного органа наклона кузова целесообразно использовать математическую модель GENSYS, описывающую поведение по трем направлениям.

Исследованием особенностей динамического нагружения подвижного состава, оборудованного системой наклона кузова, с учетом систем управления и смещения кузова занимались такие ученые как: R. M. Goodall, Zolotas [79-82], N. Kuka, C. Ariaudo & R. Verardi [121], M. Montiglio, A. Stefanini [122] и др. В данных работах моделирование системы наклона кузова описывалось отдельной математической моделью, интегрируемой в динамическую систему тел.

Проведенный анализ показал компьютерное моделирование является неотъемлемым этапом проектирования конструкций и изделий в большинстве отраслей промышленности, включая транспортное машиностроение. Использование программных комплексов позволяет с помощью обобщенных подходов разрабатывать математические модели исследуемых объектов, с заданной точностью, определяемой принятыми допущениями. Использование компьютерного моделирования позволяет спрогнозировать поведение конструкций при разного рода внешнем воздействии уже на этапе проектирования.

Моделирование движения рельсового экипажа по реальным участкам пути неразрывно связано с используемым прикладным программным обеспечением. Активное развитие программы для исследования динамики и кинематики сложных механических систем получили в 80-х годах с развитием ЭВМ. В настоящее

время инструментом решения подобного рода задач являются промышленные программные комплексы моделирования динамики и кинематики плоских и пространственных механических систем, такие как «Универсальный механизм» [123], MSC. Adams [124], SolidWorksMotion [125], SIMPACK [126], MEDYNA [127], Euler [128] и др. В основе перечисленных программ лежит представление объекта исследований системой абсолютно твердых тел и наложенных ограничений. В модели тела взаимодействуют посредством шарниров, упругодиссипативных и специальных контактных силовых элементов.

Программные комплексы «Универсальный механизм», MSC. Adams и Euler поддерживают возможность создания гибридных динамических моделей, т. е. позволяют включать в состав твердотельных расчетных схем упругие тела, представленные их конечноэлементными моделями. Помимо этого, программный комплекс «Универсальный механизм» имеет специализированный модуль для разработки и моделирования рельсовых экипажей различной конструкции. Моделирование упругих тел основано на использовании метода конечных элементов. Разработка КЭ моделей и расчет собственных форм колебаний позволяет выполнить большое количество прикладных программных продуктов, таких как: ANSYS [129], Siemens NX Advanced Simulation [130], ABAQUS [131] и др.

Для описания внешних математических моделей широкое распространение получили высокоуровневые языки и интерактивные среды для программирования, численных расчетов и визуализации результатов Matlab [132] и SimInTech [133]. Интеграция внешних математических моделей в механические системы осуществляется в виде библиотек пользователя.

Таким образом, анализ работ в области исследования динамики рельсового экипажа позволяет сделать выводы о целесообразности применения компьютерного моделирования для изучения динамической нагруженности подвижного состава, оборудованного СПНК. Обобщение мировых методов и подходов к моделированию показывает, что для обеспечения необходимого уровня точности прогнозирования рекомендуется использование моделей упругих кузовов вагонов и антропометрических манекенов.

1.4 Постановка задач исследования

Анализ тенденций развития отечественного и зарубежного пассажирского железнодорожного транспорта показал, что основным направлением развития пассажирских перевозок является повышение комфорта пассажиров и скоростей движения в первую очередь при региональных перевозках на существующих путях. Основной причиной, препятствующей увеличению скоростей движения, является возникновение центробежных сил при взаимодействии подвижного состава и пути в кривых участках, которые определяют устойчивость подвижного состава против опрокидывания и уровень комфорта для пассажиров. Для уменьшения влияния центробежной силы в кривых участках пути наиболее целесообразным является создание конструкций вагонов, оборудованных системой принудительного наклона кузова, позволяющей скомпенсировать эффект недостаточного возвышения наружного рельса [55]. Для отечественного вагоностроения это является новым направлением развития конструкций подвижного состава, в том числе и для региональных перевозок.

Обзор зарубежных научных работ, посвященных исследованию систем принудительного наклона кузова, показал, что в основном они направлены на оценку динамических качеств и комфорта пассажиров в зависимости от различных параметров СПНК, в том числе и для эксплуатируемого подвижного состава. В отечественных работах не выявлено методик, позволяющих однозначно оценить влияние особенностей наклона на комфорт и безопасность пассажиров, провести выбор рациональных параметров системы принудительного наклона кузова.

Поэтому, **целью** данного исследования является обоснование параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов, используемых в региональных пассажирских перевозках на существующих путях.

Анализ зарубежной научной литературы показал, что при использовании СПНК отмечается появление недомогания у пассажиров и развитие болезни укачива-

ния. Установлено, что в поездах, оборудованных СПНК, до 27 % пассажиров подвергается эффекту укачивания. В международной практике оценка комфорта пассажиров выполняется по критериям, которые отражены в межгосударственном стандарте CEN12299. В соответствии с CEN, воздействие на пассажиров динамических переменных в поездах оценивается по «индексу комфортности». Данный показатель позволяет учитывать комплексное влияние на пассажиров непогашенного ускорения, скорости его изменения (рывки) и скорость наклона кузова. Однако, указанный показатель не учитывает развитие болезни укачивания, что может негативно отразиться на адекватности результатов расчета. В рамках диссертационного исследования укачивание пассажиров предлагается рассматривать в контексте комфорта, как частный его случай.

Обзор научных трудов показал, что существующие работы по исследованию динамики движения подвижного состава в основном опираются на модели вагонов, представленных в виде системы сосредоточенных масс или абсолютно твердых тел, соединенных между собой силовыми связями. Такой подход в рамках задачи обоснования параметров СПНК может использоваться только в качестве предварительного выбора основных показателей, определяющих безопасность движения и устойчивость от опрокидывания. Наиболее целесообразный подход, при определении параметров СПНК, заключается в численном моделировании движения вагонов с наклоняемыми кузовами в составе поезда по реальным неровностям пути с учетом малых упругих деформаций кузовов.

Согласно действующей нормативной документации измерение количества движения для всех нормативных критериев комфорта производится на полу кузова вагона или элементах сидений. Такой подход упрощает исследования, но вносит значительную погрешность в количественную оценку для наклоняемых поездов. Для устранения описанного недостатка стоит производить измерения ускорений, действующих не на кузов, а на пассажиров. Это может быть решено путем использования компьютерных моделей антропометрических манекенов.

В соответствии с вышеизложенным, для достижения поставленной цели решались следующие **задачи**.

1 Разработка методики исследования динамических характеристик рельсового экипажа, оборудованного системой принудительного наклона кузова.

2 Разработка и верификация проблемно-ориентированной компьютерной модели движения вагонов электропоезда по реальным неровностям пути.

3 Интеграция системы наклона кузова в проблемно-ориентированную компьютерную модель движения вагонов электропоезда.

4 Разработка методики оценки комфорта пассажиров, позволяющей учитывать особенности работы системы принудительного наклона кузова.

5 Выбор рациональных параметров системы принудительного наклона кузова на основе разработанной методики.

6 Обоснование работоспособности и безопасности электропоезда, оборудованного системой принудительного наклона кузова с предложенными рациональными параметрами.

При решении поставленных задач в диссертационной работе приняты следующие допущения и ограничения:

- при создании динамических моделей элементы ходовых частей вагонов моделировались абсолютно твердыми телами, не учитывающими упругие свойства;
- оценка динамической нагруженности несущей конструкции кузова вагона осуществлялась с использованием гибридной модели;
- при моделировании вагоны в составе электропоезда представлялись в виде отдельных подсистем. Для повышения скорости интегрирования показатели динамической нагруженности определялись для гибридной подсистемы, остальные вагоны представлялись твердотельными подсистемами. Включение гибридных подсистем в состав электропоезда производилось попеременно;

- верификация динамических расчетных моделей вагонов производилась на основании результатов натурных поездных испытаний электропоезда ЭС2Г «Ласточка»;
- система принудительного наклона рассматривалась упрощенно, без проработки конструктивных особенностей;
- управление наклоном кузова проводилось по известным координатам начала и конца криволинейных участков, система управления наклоном кузова не моделировалась;
- компьютерные модели антропометрического манекена представлялись совокупностью абсолютно твердых тел.

2 МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ОБОРУДОВАННОГО СПНК

2.1 Характеристика объекта исследования

В качестве объекта для реализации СПНК выбран отечественный электропоезд ЭС2Г "Ласточка", соответствующий целевым параметрам Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года [1] и предназначенный для пригородных и региональных перевозок со скоростями до 160 км/ч. В настоящее время выпускается несколько модификаций электропоезда. В работе рассмотрено пятивагонное исполнение электропоезда "Стандарт" [134] постоянного тока с асинхронным тяговым приводом. В таком исполнении стандартная секция состоит из двух моторных головных (МГ), двух прицепных с токосъемным оборудованием (ППТ) и прицепной промежуточный вагона с тяговым оборудованием (ППО). Основные технические характеристики электропоезда такой составности представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Технические характеристика электропоезда ЭС2Г «Стандарт» пятивагонной составности

Параметр	Размерность	Тип вагона		
		МГ	ППТ	ППО
База тележки	мм	2600		
База кузова вагона	мм	18000		
Длина вагона	мм	26031	24800	24800
Высота основной крыши/обтекателей	мм	4850	4400	4400
Высота пола	мм	1400		
Ширина вагона	мм	3480		
Диаметр по кругу катания	мм	920-840		
Материал кузова		Алюминий		
Масса тары расчетная с экипировкой	т	57	50	45,8
Масса тележки	т	10,4	7,8	7,8

Окончание таблицы 2.1

Параметр	Размерность	Тип вагона		
		МГ	ППТ	ППО
Вес неподрессоренных частей, отнесенный к одному колесу	кН	13,3	6,0	6,0
Статическая осевая нагрузка на путь: тара наибольшая брутто наибольшая	кН	149,1 183,5	122,6 177,6	112,1 160,9
Статический прогиб в порожнем состоянии: центральной ступени подвешивания буксовой ступени подвешивания	мм	90 63	90 55	90 61
Статический прогиб при максимальной населенности: - центральной ступени подвешивания; - буксовой ступени подвешивания.	мм	180 80	160 78,5	140 91,8
Вертикальная жесткость рессорного подвешивания: - центральной ступени на одну тележку; - буксовой ступени на одну колесную пару.	кН/м	1060 2008	1060 2008	1060 1820
Число мест для сидения		66	80	94
Максимальное кол-во пассажиров		1294		
Напряжение и род тока	кВ	3, постоянный		
Мощность двигателей	кВт	4*366,5		
Сила тяги при трогании с места	кН	2400		
Ускорение до 60 км/ч	м/с ²	0,64		
Конструкционная скорость	км/ч	160		
В таблице приведены расчетные величины жесткости рессорного подвешивания				

Рассматриваемый моторвагонный подвижной состав имеет модульную систему, что позволяет легко интегрировать новые технические решения и разработки. Кузова вагонов представляют собой самонесущую сварную облегченную интегральную конструкцию, состоящую из прессованных алюминиевых профилей. Электропоезд сконструирован в соответствии с мировыми тенденциями в области безопасности и комфорта пассажиров, использованы:

- системы активной и пассивной безопасности, основанной на использовании крэш-элементов;
- современное климатическое оборудование;
- мультимедиа системы с аудио и видео информированием пассажиров, а также доступом в интернет;

- специальная компоновка внутреннего пространства, с учетом нужд мало-мобильных пассажиров;
- панорамные окна, с тепло и шумоизоляционными свойствами.

Тележки вагонов (рисунок 2.1) имеют двухступенчатое рессорное подвешивание с торсионной системой стабилизации.



Рисунок 2.1 – Немоторная тележка электропоезда ЭС2Г

Первая ступень подвешивания включает в себя комплект винтовых пружин, листовую рессору, упругие отбойники и ограничители хода. Центральная ступень подвешивания выполнена на пневморессорах с возможностью регулирования давления. Передача тягового усилия от тележки на кузов вагона передается через низкоопущенный шкворень. Для предотвращения крена кузова в кривых участках пути и повышения комфорта пассажиров предусмотрена торсионная система стабилизации, совмещенная с гидродемпферами вертикальных колебаний.

На каждом вагоне поезда установлены блоки управления, объединенные с помощью шины Ethernet в единую микропроцессорную систему управления и диагностики, имеющую свободные каналы для добавления новых систем в состав. Оборудование для генерирования и преобразования тяговой и эксплуатационных мощностей размещается на крыше поезда и в подвагонном пространстве, позволяя увеличить пространство внутри вагона для пассажиров и персонала.

2.2 Основные принципы методики исследования

Задачей СПНК является повышение скорости прохождения кривых участков пути. Обзор работ, выполненный в первом разделе, показал, что одной из ключевых проблем развития подвижного состава с СПНК является обеспечение необходимого уровня комфорта с точки зрения психофизиологического восприятия пассажиров и исключение эффекта укачивания. Поэтому, в основу определения рациональных параметров СПНК положено условие обеспечения максимального комфорта пассажиров при движении в кривых участках пути с повышенными скоростями, с сохранением безопасности движения. *В этом случае, под комфортом пассажиров рассматривалась реакция человека на динамическое воздействие со стороны подвижного состава.*

Подвижной состав представляет собой сложную механическую систему тел с большим количеством степеней свободы и элементов связей. Как показывает практика, основным способом исследования и оценки динамических характеристик подобных систем является компьютерное моделирование с использованием специализированных многофункциональных расчетных приложений. Применение компьютерного моделирования позволяет оценить поведение механической системы еще на стадии проектирования и вносить изменения по мере необходимости, что позволяет значительно сократить время исследования. В работе, в качестве инструмента исследования использован программный комплекс «Универсальный механизм» (далее – УМ) [123], имеющий в своем составе библиотеку стандартных апробированных подсистем (колесные пары), моделей взаимодействия (контактные задачи, «колесо-рельс», обобщенные и специальные силовые элементы), набор стандартных процедур (преобразование упругих форм колебаний, модуль многовариантных расчетов, подключение внешних математических моделей). Разработка упругих моделей кузовов вагонов осуществлялась с использованием метода конечных элементов в программной среде Siemens NX Advanced

Simulation [130], в качестве решателя применялся NX Nastran. Для описания внешних математических моделей использовалась среда Matlab/Simulink [132], позволяющая организовать взаимодействие с УМ.

Для исследования комфорта пассажиров и подбора рациональных параметров СПНК была разработана методика, включающая четыре основных этапа. Основные этапы методики определения рациональных параметров СПНК приведены на рисунке 2.2.

Согласно методике, на первом этапе разрабатывалась компьютерная модель движения вагона в составе электропоезда, определялись характерные участки пути и его параметры, производилось моделирование движения по реальным неровностям пути. Верификация модели осуществлялась путем сопоставления результатов моделирования с результатами ходовых испытаний электропоезда ЭС2Г. При выявлении расхождения значений параметров более 20% модель подвергалась доработке и цикл повторялся.

На следующем этапе работы для модели, прошедшей верификацию, разрабатывалась принципиальная схема обеспечения наклона. Для системы принудительного наклона кузова выделялись основные параметры, подвергающиеся исследованию и выбору их рациональных значений. Производилась разработка схемы СПНК и ее интеграция в модели вагонов электропоезда.

Третьим этапом работы являлась разработка специальной проблемно-ориентированной методики, которая бы позволила оценить комфорт пассажиров в подвижном составе, оборудованном системой наклона кузова. Для этого в модели вагонов добавлялись модели кресел и подсистемы антропометрических манекенов. В результате третьего этапа были выделены критерии, по которым осуществлялась оценка комфорта пассажиров.

На заключительном этапе работы проводилось многовариантное численное моделирование движения вагонов электропоезда, оборудованных СПНК, с поочередным изменением параметров в заданных пределах. На основе анализа уровня динамических показателей подвижного состава и уровня комфорта пассажиров выбирались рациональные параметры СПНК.

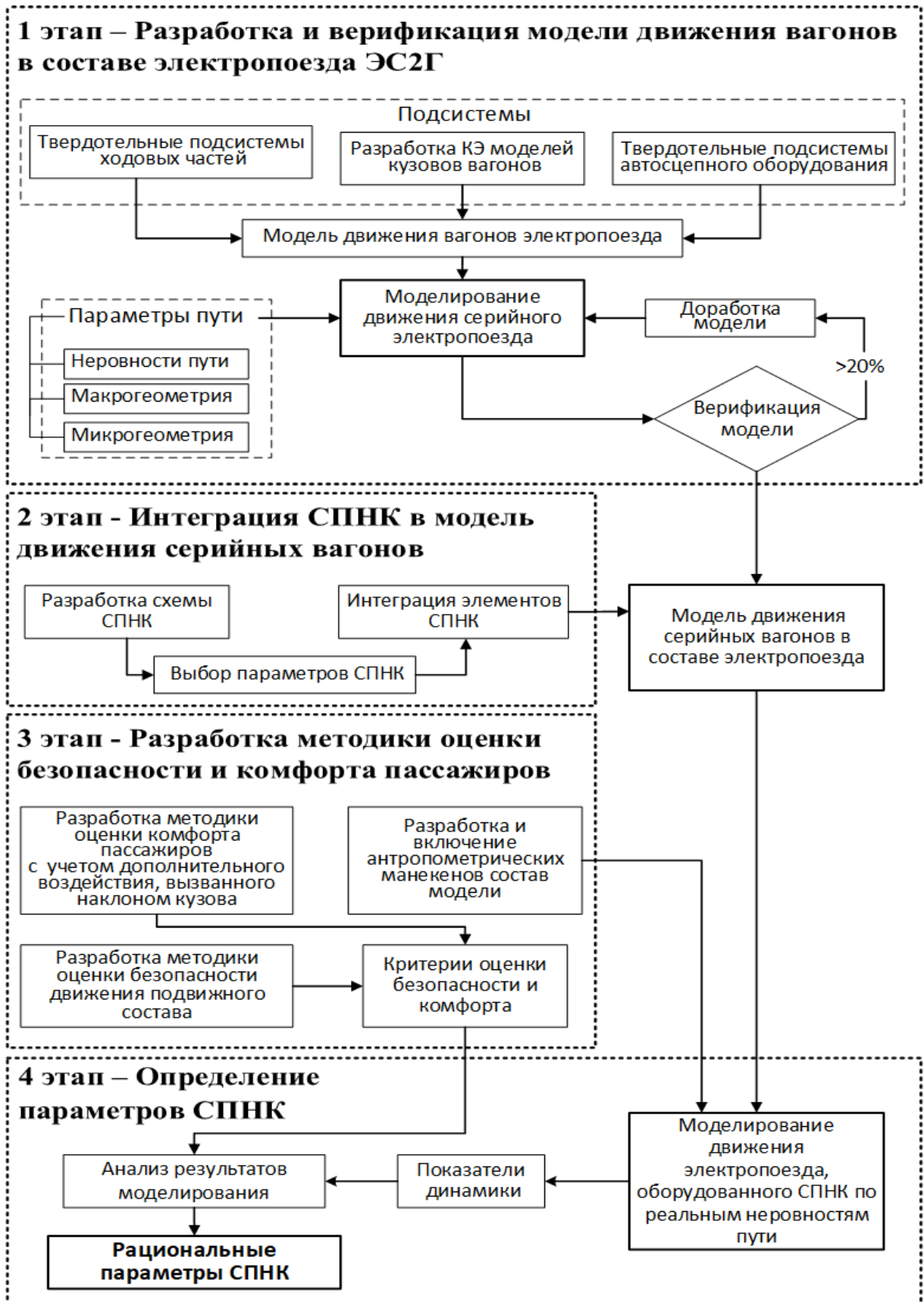


Рисунок 2.2 – Блок-схема методики определения рациональных параметров СПНК

Таким образом, были сформулированы основные принципы, положенные в основу создания методики исследования:

– методика исследования базируется на компьютерном моделировании движения вагонов, оборудованных СПНК, в составе электропоезда с использованием метода подсистем, твердотельного и гибридного моделирования;

– по своей структуре методика имеет многоэтапный и итерационный характер, что позволяет исследовать различные режимы варианты исполнения конструкции СПНК и рассматривать различные аварийные ситуации;

– разрабатываемая модель движения вагона имеет проблемно-ориентированный характер, максимально точно описывает процессы, происходящие при прохождении вагонов кривых участков пути; учитывает особенности работы СПНК и условия обеспечения максимального комфорта пассажиров при движении в кривых участках пути с повышенными скоростями;

– исследование динамики вагонов базируется на численном моделировании с использованием общепринятых подходов к разработке модели.

2.3 Разработка гибридных динамических моделей вагонов

2.3.1 Структурная схема динамической модели движения вагонов

Вагон представляет собой сложную динамическую структуру, которую можно представить в виде набора схожих составных частей. Это дает возможность применить в моделировании метод подсистем, разработанный профессором Д. Ю. Погореловым [11, 135], и включенный в программный комплекс UM как отдельная подсистема – UM Subsystems. Данный метод основан на разделении механических систем путем разрезания шарниров на отдельные части, называемые подсистемами. В соответствии с методом подсистем динамическая модель вагонов в составе электропоезда (рисунок 2.3) собиралась в сложный составной объект из более простых, кинематически-тождественных подсистем [136].



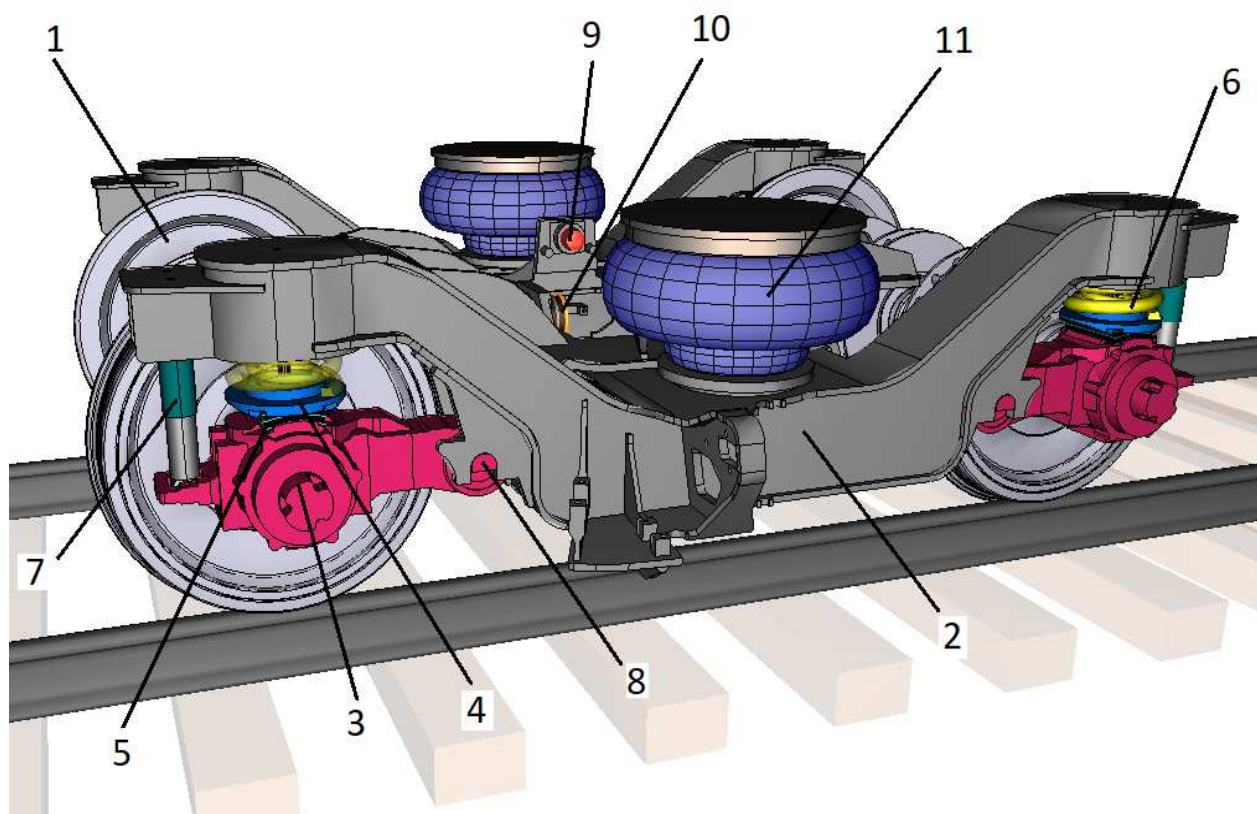
Рисунок 2.3 – Иерархическая структура подсистем динамической модели вагонов в составе электропоезда

Такой подход к моделированию позволяет выделить несколько тождественных подсистем, для которых ввод исходных данных и уравнений движения требуется лишь один раз, что значительно сокращает время на подготовку модели и позволяет использовать ее в других системах. Важной особенностью метода подсистем является снижение необходимых вычислительных мощностей за счет использования блочно-диагональной матрицы масс [104, 137].

Составной объект «динамическая модель электропоезда» образован пятью подсистемами первого уровня – «вагоны электропоезда», из которых только три являются уникальными, а остальные получены копированием. Для составления сцепа использовались тождественные подсистемы, имитирующие сцепные устройства. Модели вагонов электропоезда представляют собой комбинации подсистем второго уровня, описывающих кузова вагонов и экипажную часть. Тележки вагонов состоят из абсолютно твердых тел, подсистем низшего уровня «колесная пара» и составных объектов третьего уровня – «листовая рессора», «гидродемпферы». Подсистемы третьего уровня полностью параметризованные, что позволило использовать их для моделирования типовых элементов путем корректировки характеристик.

2.3.2 Разработка моделей ходовых частей вагонов

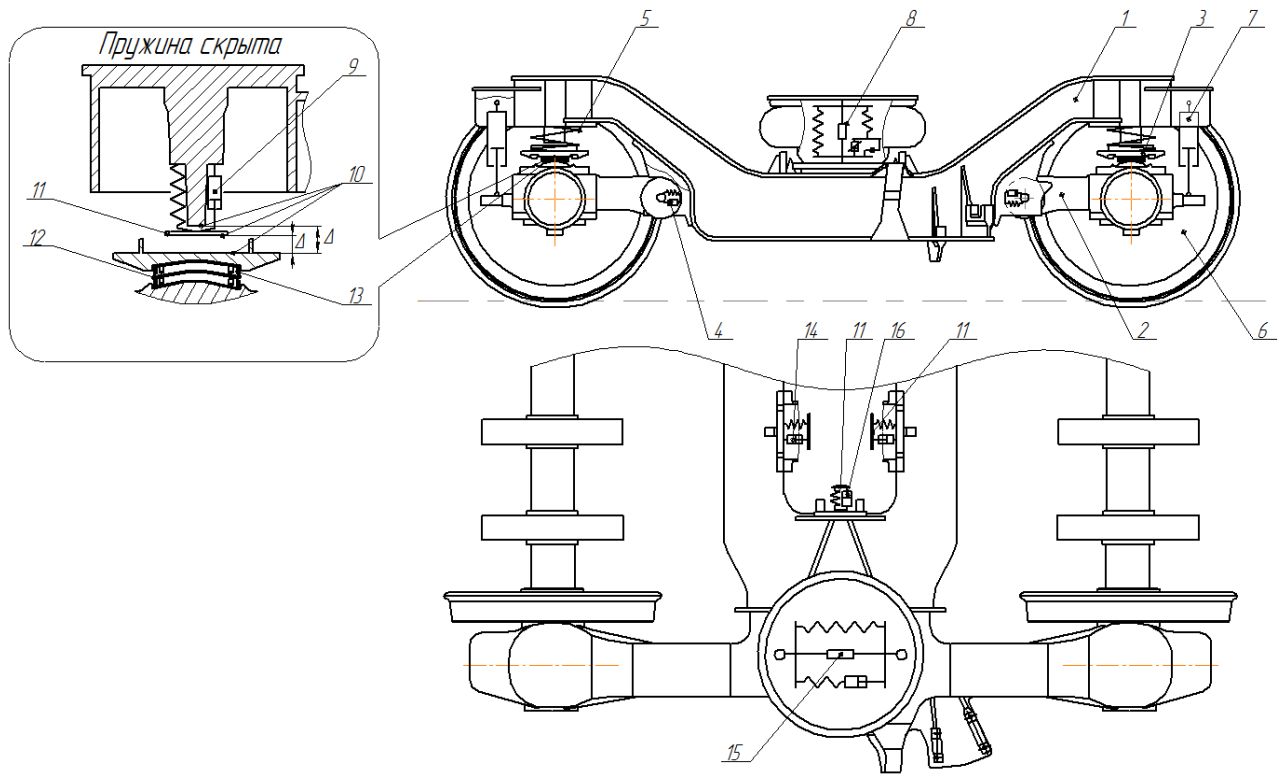
В зависимости от типа вагоны электропоезда могут оснащаться двумя видами тележек – моторной или немоторной. Каждая из тележек имеет двойное рессорное подвешивание, торсионную систему стабилизации кузова, демпферы виляния, шкворневой узел с системой упоров и гасителем поперечных виляний. Динамическая модель немоторной тележки представлена на рисунке 2.4.



1 – подсистема «колесная пара»; 2 – рама неоторной тележки; 3 – буксовый узел; 4 – нижняя опора пружин; 5 – подсистема «листовая рессора»; 6 – цилиндрические пружины буксовой ступени подвешивания; 7 – гидравлический демпфер вертикальных колебаний первой ступени подвешивания; 8 – сайлентблок; 9, 10 – упругие упоры боковых и продольных перемещений шкворневого узла; 11 – пневморессора

Рисунок 2.4 – Динамическая модель подсистемы «неоторная тележка»

Подсистема второго уровня «неоторная тележка» состоит из абсолютно твердых тел, соединенных шарнирами и специальными силовыми элементами. На рисунке 2.5 представлена структурная схема подсистемы «неоторная тележка».



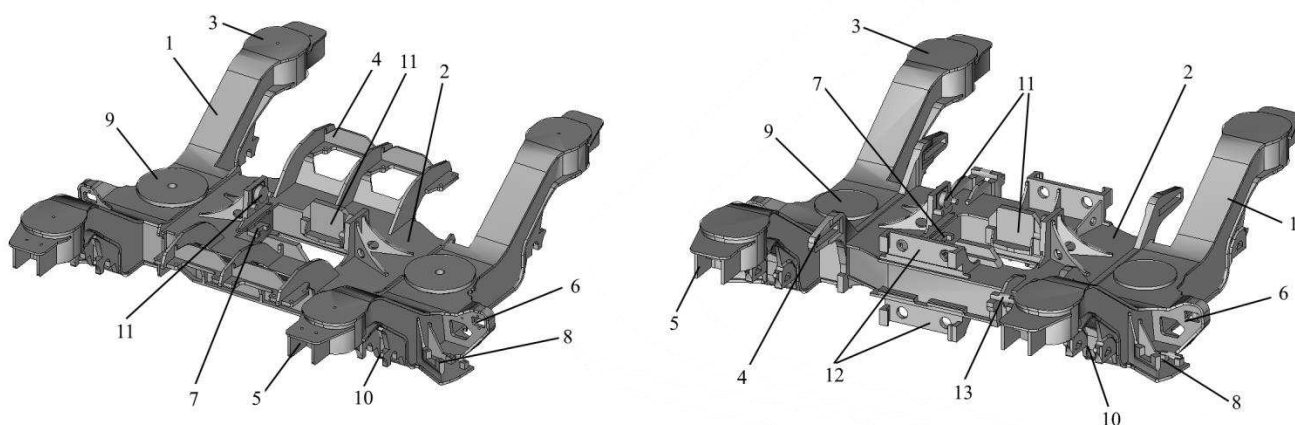
1 – рама, 2 – буксовый узел, 3 – чаша пружины; 4 – упруго-диссипативный элемент типа «сайлентблок» связи бруса-рама; 5 – пружина, 6 – подсистема «колесная пара», 7 – упруго-диссипативная модель гидродемпфера; 8, 15 – математическая модель пневморессоры; 9 – упруго-диссипативная модель упругого упора первой ступени подвешивания; 10 – поверхности контакта; 11 – фиктивное тело; 12, 13 – элементы модели листовой рессоры; 14, 16 – упруго-диссипативная модель продольных и поперечных упоров тележки

Рисунок 2.5 – Структурная схема «немоторной тележки»

Рама тележки представляет собой сварную конструкцию Н-образного типа коробчатого сечения, состоящую из двух продольных балок соединенных центральной балкой. Продольные балки в центральной части имеют изогнутую форму, по краям каждой из балок установлены опоры пружин и кронштейны крепления гасителей колебаний первой ступени подвешивания. В поперечной балке монтируются кронштейны крепления тормозного оборудования, шкворневые упоры, в центральной части балки имеется «окно» для установки шкворневого узла. Рамы моторных тележек дополнительно имеют кронштейны установки электродвигателя и

редуктора колесно-моторного блока и иную форму крепления тормозного оборудования.

Рама в модели представлена в виде абсолютно твердого тела, имеющего шесть степеней свободы. Кронштейны крепления малогабаритных навесных узлов, элементы крепления тормозного оборудования учитывались путем задания реальных инерционных характеристик в моделях рам тележек, но не визуализировались. Модель рамы тележки представлена на рисунке 2.6.



1 – продольные балки; 2 – центральная балка; 3 – опоры пружин 1-й ступени подвешивания с ограничителями хода; 4 – кронштейны крепления тормозного оборудования; 5,6,7,8 – кронштейны крепления гидродемпферов буксовой ступени, виляния, шкворневого узла, системы стабилизации; 9 – опора пневморессоры; 10 – кронштейны установки сайлентблока буксового узла; 11 – места установки ограничителей перемещений шкворневого узла, 12 – кронштейны крепления тяговых двигателей

Рисунок 2.6 – Твёрдотельные модели рамы тележек

Колесные пары добавлялись в модели тележек в виде включенных стандартных подсистем. Подсистема «колесная пара» (далее КП) описывает динамику абсолютно твердого тела с реализацией шести степеней свободы (без относительного вращения колес между собой). КП электропоезда имеют полые оси с защитой от повреждения камнями. На каждой из осей, независимо от типа тележки, устанавли-

ливаются цельнокатаные колеса, имеющие идентичные геометрические параметры, оси немоторных тележек дополнены тремя дисковыми дисками. Подсистема КП немоторной тележки представлена на рисунке 2.7.

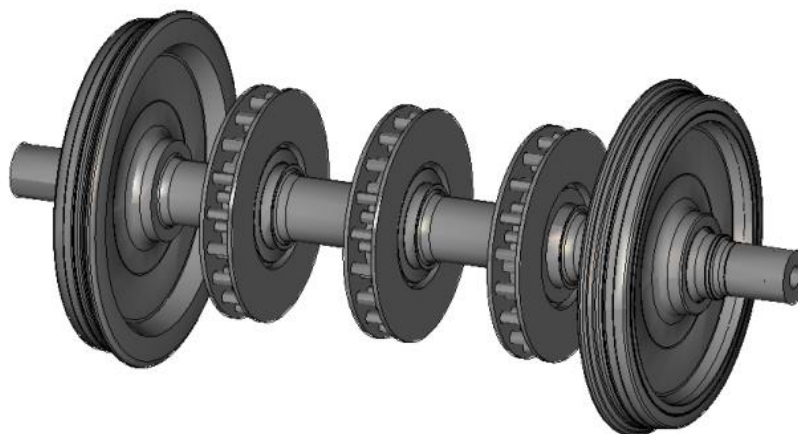


Рисунок 2.7 – Подсистема «колесная пара»

Связь КП с рамой тележки осуществлялась с помощью буксовых узлов. Каждый буксовый узел моделируется твердым телом с реальными геометрическими и инерционными характеристиками. Связь буксового узла с КП реализована с помощью вращательного шарнира. Со стороны тележки буксовый узел соединен специальным силовым элементом типа сайлентблок, описывающим нелинейные упруго-диссипативные характеристики резинометаллических шарниров.

Математическая модель сайлентблока описывает поведение податливого шарнира. Для этого в модели (рисунок 2.8) для каждого тела пары вводились жестко соединенные системы координат: для рамы в точке крепления А (СКТ_Р), и для буксы с началом в центре расположения упругого элемента Б (СКТ_Б). Векторы ρ_1 , ρ_2 и постоянные матрицы поворота A_{BP} , A_{BB} определяют положения СКТ_Р и СКТ_Б относительно соответствующих тел. Принималось допущение, что при работе сайлентблока, смещение СКТ_Б относительно СКТ_Р в начальный момент и в процессе движения является малым.

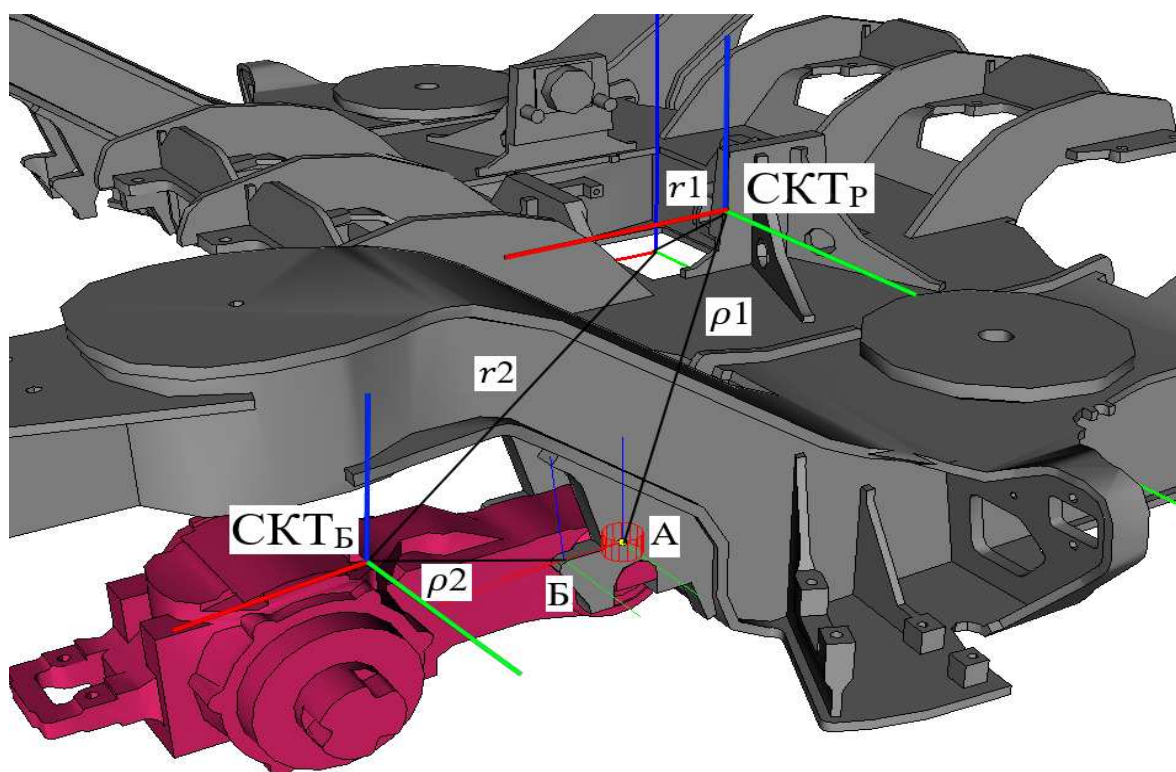


Рисунок 2.8 – Система координат силового объекта сайлентблок

В общем случае математическая модель сайлентблока, как силового элемента, выражается через вектор смещения и матрицу поворота система координат [123]. Зависимость для расчета вектора смещения точки В относительно SKT_Р имеет следующий вид:

$$\Delta r = r_2 + \rho_2 - r_1 - \rho_1, \quad (2.1)$$

где r_1, r_2 – вектор смещения системы координат твердых тел рамы и буксы соответственно относительно общей системы координат.

Матрица поворота SKT_Б относительно SKT_Р при малом относительном смещении систем координат близка к единичной, что позволяет определить вектор поворота SKT_Б относительно SKT_Р ($\Delta\pi$) по зависимости (2.2):

$$\Delta\pi = \begin{pmatrix} \Delta\pi_x \\ \Delta\pi_y \\ \Delta\pi_z \end{pmatrix}, \quad (2.2)$$

При этом проекции вектора поворота определяют малые углы поворота СКТ2 относительно осей СКТ1.

В модели тележек рассматривалась нелинейная модель сайлентблока, в которой относительное смещение систем координат и действие статических сил в начальный момент времени равно нулю. В таком случае его математическая модель принимает следующий вид [123]:

$$\begin{pmatrix} F^{B1} \\ M^{B1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_0 \\ M_0 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} F_e \\ M_e \end{pmatrix} - D \begin{pmatrix} v_{12} \\ w_{12} \end{pmatrix}, \quad (2.3)$$

где F^{B1}, M^{B1} – сила и момент в системе координат СКТ_р, приведенные к точке B .

Вводились также следующие постоянные параметры, характеризующие модель и задаваемые относительно СКТ_р:

F_0, M_0 – начальные значения сил и моментов соответствующих компонент векторов;

F_e, M_e – нелинейные зависимости сил и моментов от соответствующих компонент векторов перемещения и поворота;

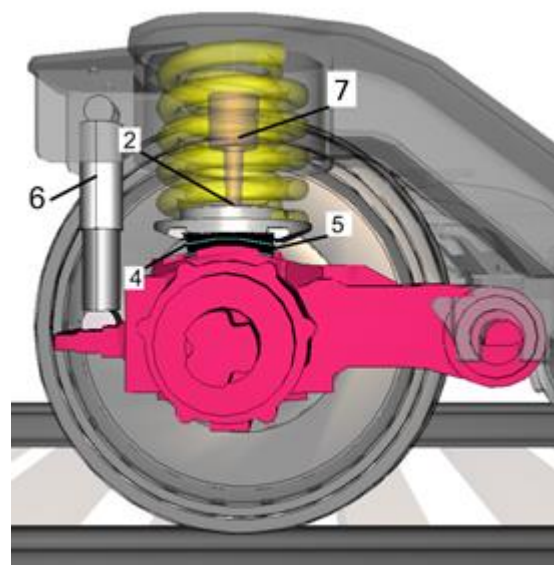
D – постоянная диагональная матрица, задающая коэффициент диссипации при поворотах вокруг осей СКТ_р;

$v_{12} = \Delta\dot{r}$ – скорость начала отсчета СКТ_б относительно второго тела;

$\omega_{12} = \omega_2 - \omega_1$ – относительная угловая скорость.

Нелинейные зависимости проекций от перемещений задавались поточено.

Связь буксового узла с рамой тележки в вертикальном направлении осуществлялась через первую ступень подвешивания. Рессорное подвешивание первой ступени электропоезда включает в себя комплект цилиндрических пружин, верхние и нижние опоры, листовую рессору (4, 5), упругие упоры (1), гидравлический гаситель колебаний (6) (рисунок 2.9).



Структурная схема первой ступени подвешивания

Динамическая модель первой ступени подвешивания

1 – модель упругого упора; 2 – зоны контактного взаимодействия; 3 – фиктивное тело; 4 – твердое тело листовой рессоры; 5 – модель, описывающая полимерный слой листовой рессоры; 6 – гидравлический гаситель колебаний, 7 – модель жесткого упора; $\Delta 1$ $\Delta 2$ – расстояние от плоскости опоры пружины до контактной поверхности упругого и жесткого упора

Рисунок 2.9 – Модель буксовой ступени подвешивания электропоезда ЭС2Г

Комплекты из двух параллельно установленных пружин 6 (рисунок 2.4) в каждом буксовом узле моделировались с помощью обобщенных линейных силовых элементов, для которых рассчитывалась эквивалентная жесткость. Обобщенный силовой элемент соединяет верхние и нижние опоры. Верхняя опора является частью рамы тележки. Нижняя опора моделировалась абсолютно твердым телом цилиндрической формы с углублением для монтирования листовой рессоры и имеет шесть степеней свободы. Связь нижней опоры с корпусом буксы осуществлялась через листовую рессору, которая представляет собой многослойную упругую резинометаллическую пластину и предназначена для гашения высокочастотных колебаний.

Металлические пластины листовой рессоры 5 (рисунок 2.4) моделировались тремя абсолютно жесткими телами. Полимерный слой листовой рессоры описывался внешней математической моделью [138] представленной на рисунке 2.10.

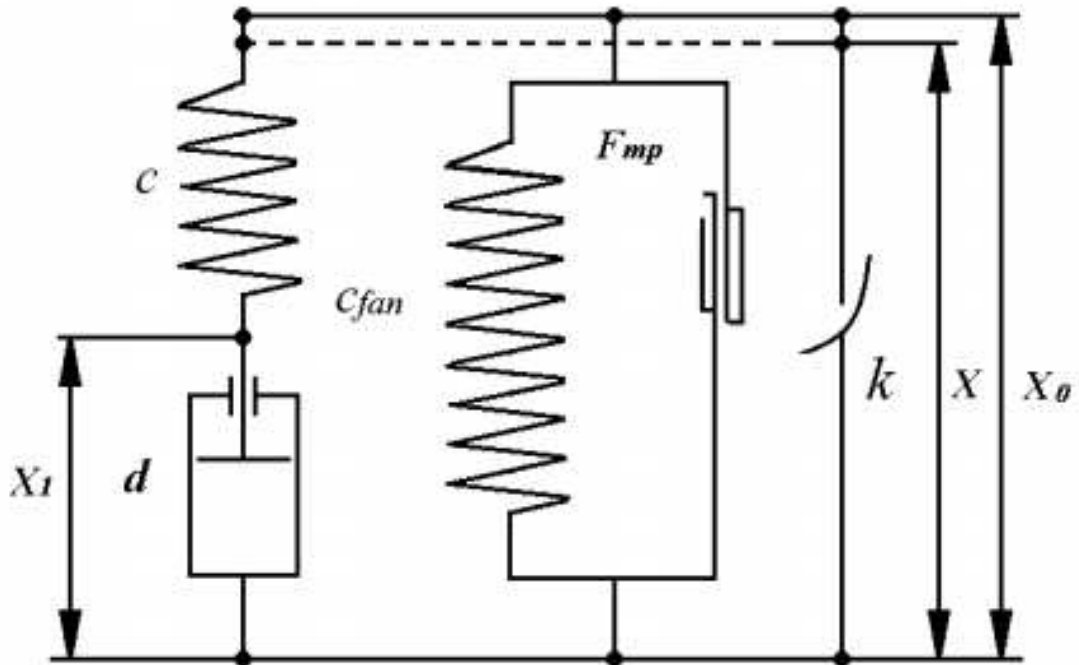


Рисунок 2.10– Схема силового элемента, описывающего полимерный слой листовой рессоры

Описание упруго-вязкого поведения резинового слоя между ними осуществляется с помощью реологической модели Максвелла [139], которая представляет собой последовательное соединение упругого и диссипативного элементов. Исходя из равенства упругой и упруго-диссипативной сил математическая модель принимает следующий вид:

$$d \cdot \dot{x}_1 = c \cdot x_2, \quad (2.4)$$

где x_2 – разность между x и x_1 ;

c – жесткость последовательной и параллельной пружин соответственно;

d – диссипация параллельного элемента.

Для описания рассеивания энергии в результате внутреннего трения параллельно ячейке Максвелла вводилась модель рессоры Фанчера [140]. Математическая модель рессоры Фанчера представляет собой параллельное соединение упругого элемента и фрикционного гасителя колебаний и построена на следующих зависимостях [123, 138]:

$$F_i = F_{env,i} + (F_{i-1} - F_{env,i-1})e^{-\frac{|\Delta x_i - \Delta x_{i-1}|}{\beta}}, \quad (2.5)$$

$$F_{env,i} = -c\Delta x_i - F_{тр} \text{sign}\{\Delta x_i - \Delta x_{i-1}\}, \quad (2.6)$$

$$F_{тр} = fc\Delta x_i, \quad (2.7)$$

$$\Delta x = x - x_0, \quad (2.8)$$

где i – номер шага интегрирования;

f – коэффициент трения;

c – жесткость рессоры;

$F_{тр}$ – сила трения;

$F_{env,i}$ – максимальное значение силы при увеличении x (минимальное значение при уменьшении x) на x_i ;

β – экспоненциальный параметр подвешивания (запаздывания);

x_0 – высота рессоры в недеформированном состоянии.

Нелинейная жесткость элементов листовой рессоры реализовалась путем введения параллельного элемента, описываемого по зависимости:

$$F_{нел} = \pm k(x - x_0)^3, \quad (2.9)$$

где k – коэффициент нелинейности, МН/м³.

Параметры полимерного слоя подбирались на основе рекомендаций, приведенных в работах [123, 138, 140]. Для упрощения работы листовая рессора вводилась в модель тележек в виде отдельной подсистемы третьего уровня.

Для обеспечения прогрессивной характеристики первой ступени подвешивания в тележках электропоезда применены упругие упоры 1 (рисунок 2.9). Такое конструктивное решение позволяет увеличивать жесткость подвешивания по мере возрастания нагрузки (прогиба), за счет воздействия упора на нижнюю опору пружины в заданном диапазоне колебаний. Деформация упругого упора ограничена жестким отбойником (упором) 7 (рисунок 2.9), который реализован с помощью контактного взаимодействия между поверхностью нижней опоры и точкой, принадлежащей раме тележки.

Для моделирования упругого упора с жестким отбойником в модель рессорного подвешивания было введено фиктивное тело 3 (рисунок 2.9), соединенное с рамой тележки поступательным шарниром, расположенным на оси вращения верхней опоры. Связь фиктивного тела с рамой тележки в вертикальной плоскости осуществлялась с использованием модели упругого упора. Масса тела подбиралась таким образом, чтобы снизить парциальные частоты колебаний и повысить шаг интегрирования при расчете. Упругодемпфирующие свойства упора задавались биполярным элементом с реализацией реологической модели Фойгта [139]. Математическая модель силы F для упруго - диссипативного элемента определялся в матричной форме следующим выражением:

$$F = C \cdot dR - D \cdot d\dot{R}, \quad (2.10)$$

где C и D – матрицы линейной жесткости и диссипации;

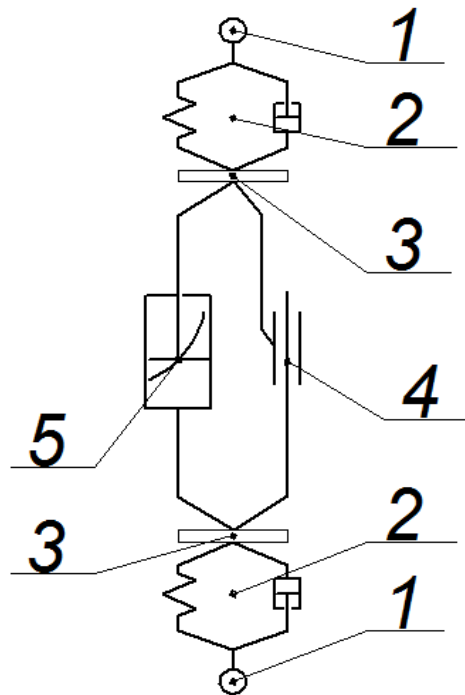
dR – матрица линейной деформации упругого элемента;

$d\dot{R}$ – матрица скорости линейной деформации упругого элемента.

Включение упругого упора в работу осуществляется после выборки зазора $\Delta_3 = \Delta_2 - \Delta_1$ между нижней опорой и поверхностью упругого элемента (фиктивного

тела). В модели это реализовывалось путем введения одностороннего податливого контактного взаимодействия типа «точка – z- поверхность», для которого на одном из тел указываются точки, а контактные зоны другого описываются поверхностью необходимой формы. Математическая модель данного контактного взаимодействия описана в [123].

В подвешивании электропоезда ЭС2Г применяют виброизолированные гидродемпферы телескопической конструкции. Модель гидравлических демпферов представлена на рисунке 2.11. Математическая модель гасителей представляет собой два фиктивных тела, соединенных поступательным шарниром с биполярным нелинейным диссипативным элементом.



- 1 – точки прикрепления к внешним телам; 2 – модель сайлентблока;
 3 – фиктивные тела; 4 – поступательный шарнир;
 5 – биполярный нелинейный элемент

Рисунок 2.11 – Модель виброизолированного гидродемпфера

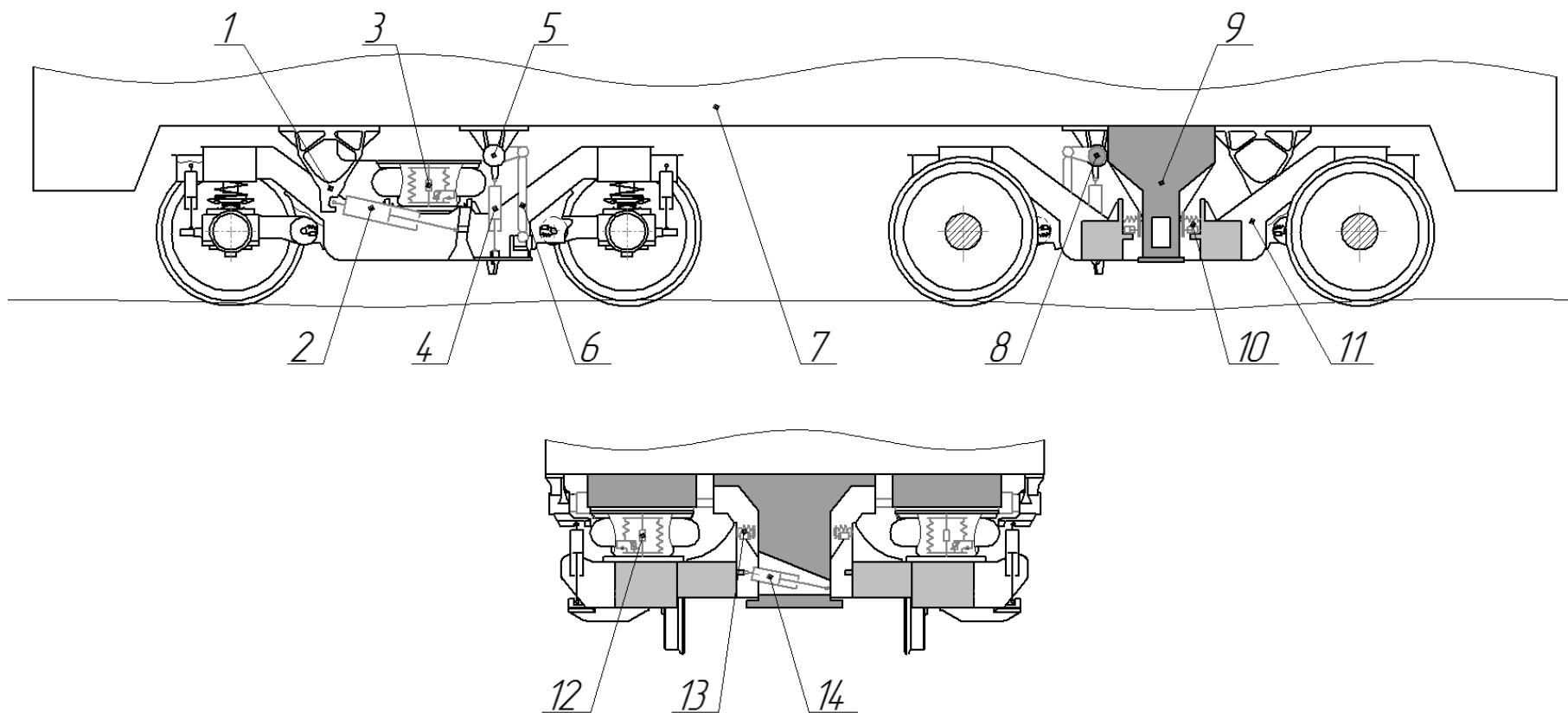
Нелинейные силовые характеристики элемента задавались поточечно в виде графиков. С внешней стороны фиктивные тела гидродемпферов крепились к кронштейнам с помощью элементов типа «сайлентблок».

Конструкция моторных тележек аналогична немоторным, только модель дополнена тяговым приводом. Для этого заменялись значения параметров колесной пары, добавлялся редуктор с зубчатым зацеплением и тяговый двигатель. Зубчатая передача моделировалась с помощью специального силового элемента средствами встроенных инструментов программного комплекса UM [123], остальные подходы к разработке моторных тележек аналогичны ранее описанным.

2.3.3 Формирование связей кузова с тележкой

Связь тележек с кузовом вагона осуществляется через вторую ступень подвешивания, которая состоит из пневматических рессор, торсионной системы стабилизации, шкворневого узла, наклонных гасителей колебаний. Структурная схема вагона электропоезда приведена на рисунке 2.12.

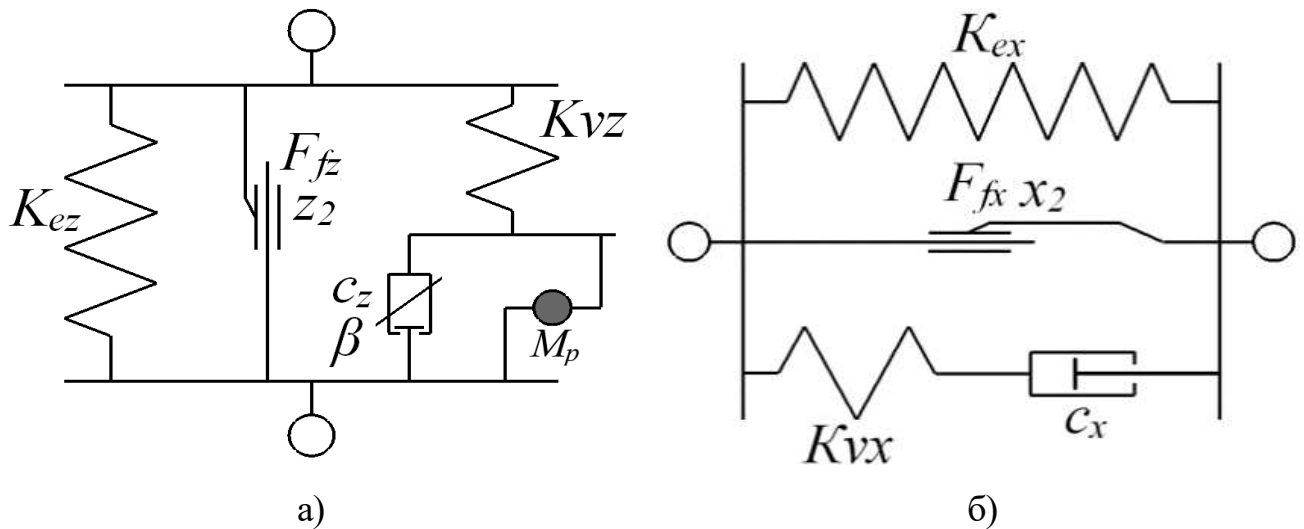
Между рамой каждой из тележек и кузовом вагона устанавливаются по две пневматические рессоры, объединенные в единую систему и подключенные к системе подготовки сжатого воздуха через систему клапанов.



1 – кронштейн наклонного гидродемпфера; 2 – наклонный гидродемпфер; 3, 12 – математическая модель пневморессоры; 4 – гидродемпфер второй ступени подвешивания; 5 – кронштейн системы стабилизации; 6 – поводок системы стабилизации кузова; 7 – кузов вагона; 8 – торсион системы стабилизации; 9 – низкоопущенный шкворень кузова; 10 – продольные упругие упоры; 11 – рама тележки; 13 – упругие упоры поперечного откоса кузова; 14 – гидродемпфер

Рисунок 2.12 – Структурная схема модели вагона электропоезда

На основе анализа современных математических моделей, описывающих работу пневматических рессор, в качестве рациональной была принята модель Gensys [117] (рисунок 2.13), способная описывать работу рессоры в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также учитывать массу M_p и инерцию воздуха в воздухопроводе.



а) в вертикальном направлении; б) в горизонтальном направлении

Рисунок 2.13 – Модель пневматической рессоры Gensys

Математическая модель рессоры включает три самостоятельных части, установленных параллельно и учитывающих действие упругих сил, сил трения и вязкого сопротивления. Упругие силы характеризуются жесткостью K_{ex} , K_{ez} и описывают поведение пневморессоры без учета частоты колебаний и рассеивания энергии. Введение сил трения $F_{fx, max}$, $F_{fz, max}$ позволяет учесть рассеивание энергии в пневморессоре с учетом диссипации, описываемой параметрами x_2 , z_2 .

Вязкие силы описывают изменение жесткости пневморессоры от частоты нагружения. Для этого дополнительная жесткость K_{vx} , K_{vz} последовательно соединена с нелинейным гасителем колебаний с параметрами c_x , c_z , β .

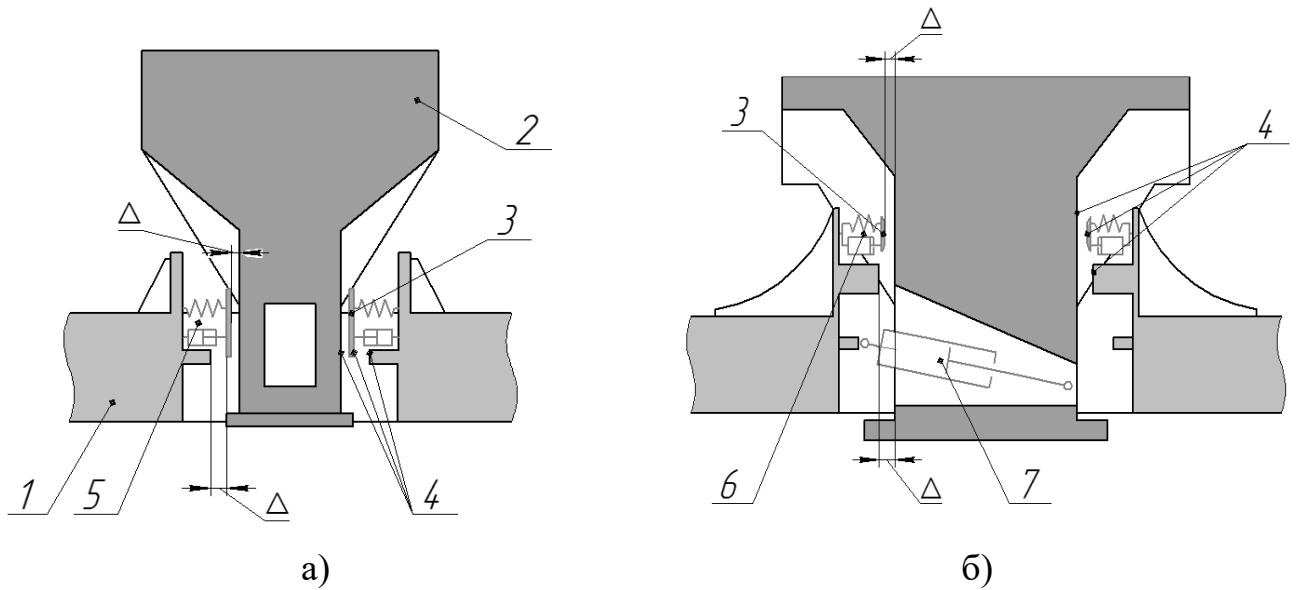
Модель пневматической рессоры создавалась в среде Matlab/Simulink. Интеграция с механической частью тележки осуществлялась путем конвертации во

внешнюю динамически загружаемую библиотеку (dll) и последующим подключением к программному комплексу UM с использованием модуля UM Control. Схема интеграции математической модели пневморессоры приведена на рисунке 2.14. Расчет параметров пневматической рессоры производился с учетом рекомендаций, приведенных в [117].



Рисунок 2.14 – Схема интеграции математической модели пневморессоры в программный комплекс UM

Передача тяговых усилий и ограничение поперечных смещений в связи «кузов – рама тележки» осуществляется с помощью низкоопущенного шкворня, расположенного внутри центрального выреза поперечной балки рамы тележки. Усилия в продольном направлении передаются с помощью резинометаллических упругих упоров, в поперечном – через резиновые буферы. Деформация упругих буферов ограничена предохранительными упорами. Для гашения колебаний в поперечном направлении (колебания качения) между центральной балкой рамы тележки и шкворнем установлен виброизолированный гидродемпфер. При моделировании шкворневого узла использовались элементы, аналогичные элементам первой ступени подвешивания. Структурная схема шкворневого узла представлена на рисунке 2.15.



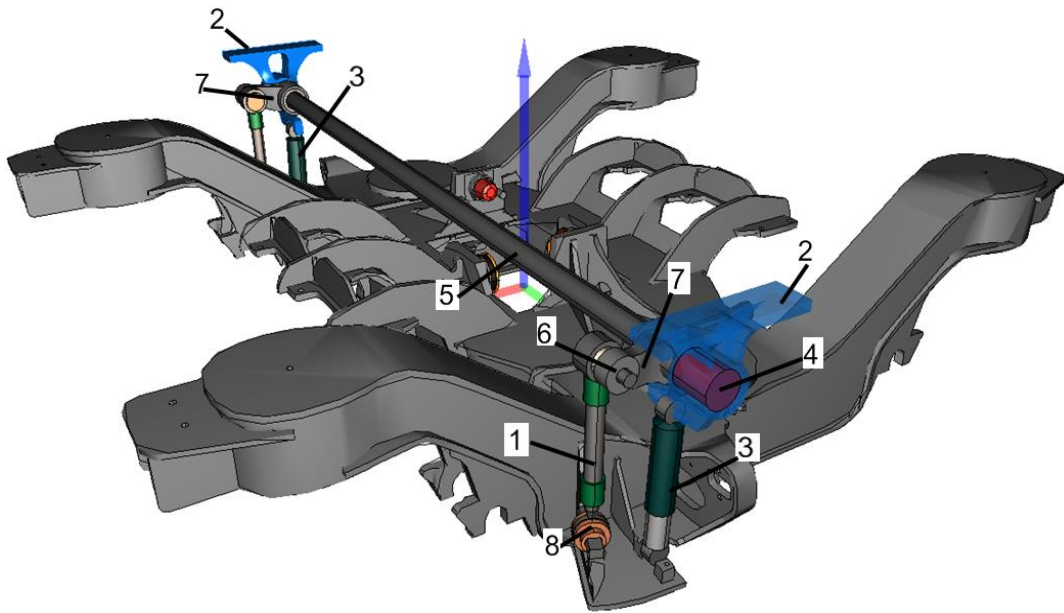
а) в продольном направлении; б) в поперечном направлении

1 – рама тележки; 2 – шкворневой узел; 3 – фиктивное тело; 4 – зоны контакта;
 5 – модель продольных упоров; 6 – модель боковых упоров; 7 – гидравлический демпфер;
 Δ – зазоры в контактном взаимодействии

Рисунок 2.15 – Структурная схема модели шкворневого узла

Особенностью второй ступени подвешивания электропоезда «Ласточка» является использование торсионной системы стабилизации. Внедрение данной системы в связь «рама тележки – остов кузова» направлено на ограничение колебаний боковой качки и предотвращение наклона кузова наружу при движении в кривой. Модель системы стабилизации показана на рисунке 2.16.

Система стабилизации состоит из торсионного вала 5 с жестко посаженными на него рычагами 7 и опорными втулками, через которые он монтируется в сайлентблоки 4 кронштейнов крепления к остову кузова. Рычаги системы стабилизации 7 соединяются с рамой тележки через поводки 1. Поводок состоит из верхней и нижней опоры, соединенных между собой тягой. Связь поводка с рамой тележки осуществляется с помощью углового сферического шарнира 8. В месте сопряжения поводка с кронштейном системы стабилизации, установленным на кузове, задавался шарнир с двумя вращательными степенями свободы 6, что позволило избежать произвольного вращения поводка вокруг своей оси, не внося искажений в работу системы стабилизации.



- 1 – твердое тело поводок; 2 – кронштейн системы стабилизации;
 3 – гидравлический демпфер второй ступени подвешивания; 4 – сайлентблок;
 5 – торсион; 6,8 – угловые шарниры; 7 – рычаг торсиона

Рисунок 2.16 – Модель системы стабилизации кузова электропоезда ЭС2Г

Параллельно поводку системы стабилизации 1, между кронштейном кузова 2 и рамой тележки устанавливался гидравлический демпфер второй ступени рессорного подвешивания 3.

Моделирование упругих свойств торсионного вала осуществлялось путем задания угловой жесткости вращения между абсолютно твердым телом вала и рычагами. Для этого рычаги на валу крепились с помощью вращательного шарнира, а крутильная жесткость задавалась путем введения обобщенного силового элемента между ними в виде пружины с заданной крутильной жесткостью. Жесткость вала торсиона рассчитывалась в соответствии с рекомендациями, приведенными в [14]. Связь торсиона с кронштейном крепления к кузову осуществлялась по следующему пути «Торсион – вращательный шарнир – фиктивное тело – сайлентблок – кронштейн крепления к кузову». Такая схема обусловлена необходимостью реализовать свободное вращение вала относительно внутренней обоймы сайлентблока. Верхняя опора поводка моделировалась сферическим шарниром, нижняя опора специальным силовым элементом типа «сайлентблок».

Дополнительно между кузовом вагона и рамой тележки установлен наклонный гидравлический гаситель колебаний виляния.

По результатам разработки экипажной части электровоза ЭС2Г были разработаны две уникальные подсистемы «немоторная» и «моторная» тележка. Каждая подсистема содержит подсистемы низшего уровня – «КП», «листовая рессора», «гидродемпферы». Общее количество абсолютно твердых тел в подсистеме «тележка» составляет 25 для немоторной, и 31 – для моторной, количество упруго-диссипативных и специальных силовых элементов составляет 34 и 42 соответственно.

2.3.4 Разработка моделей кузовов вагонов

Кузова вагонов электропоезда ЭС2Г представляют собой цельнонесущие конструкции, выполненные из алюминиевых профилей. Остов кузова имеет ряд элементов для обеспечения крепления оборудования, изоляции, внешней и внутренней облицовки. Элементы кузова из алюминиевых профилей представлены на рисунке 2.17.

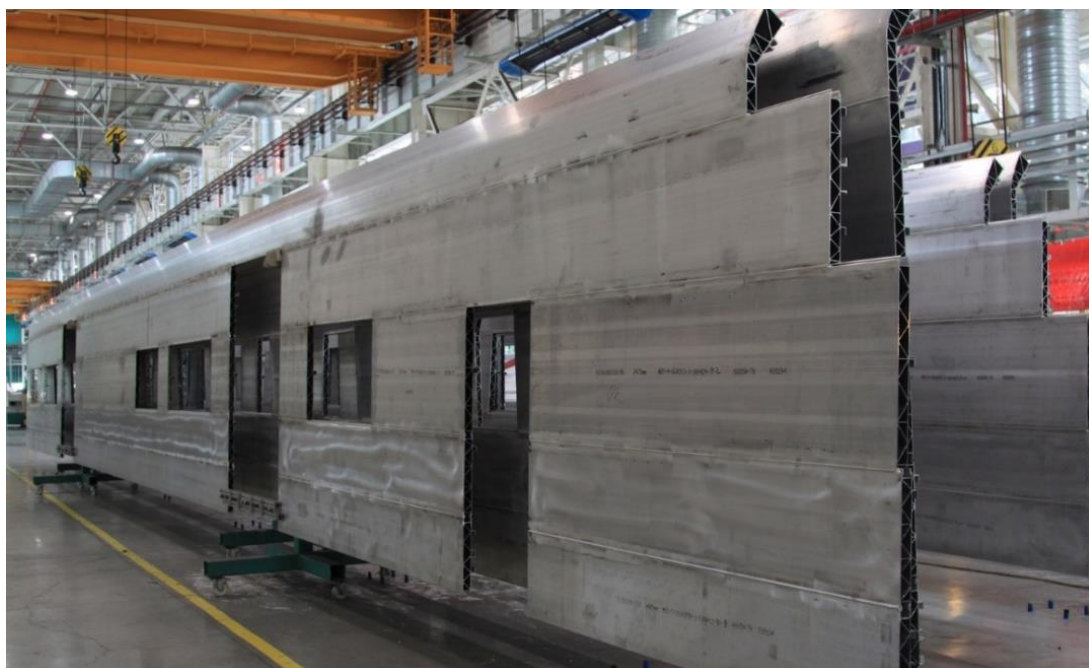
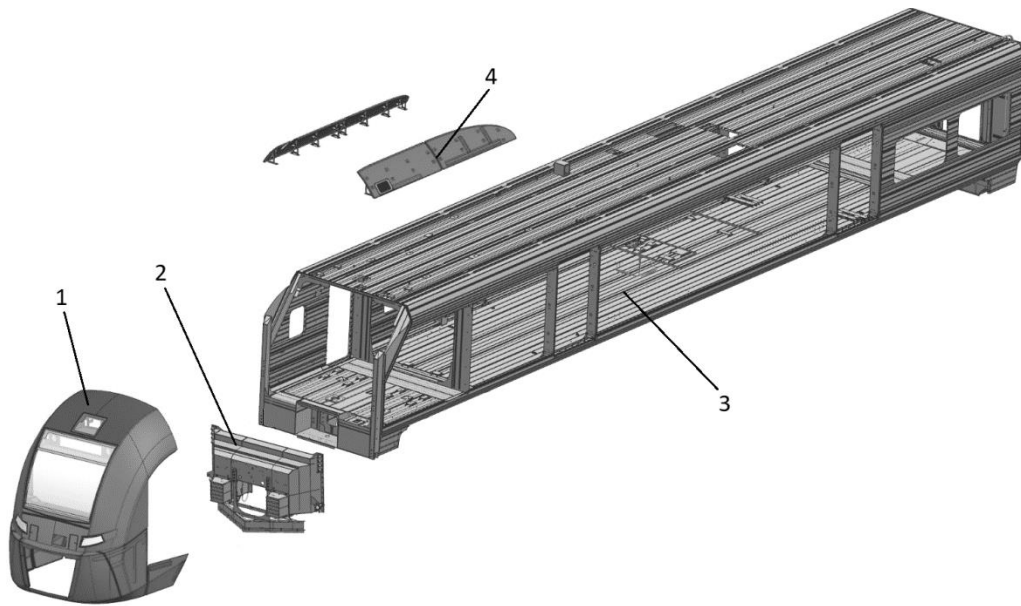


Рисунок 2.17 – Элементы кузова вагона из алюминиевого профиля

Конструкция кузова головных вагонов, в отличие от прицепных вагонов, не имеет торцевой стены со стороны кабины управления. Вместо нее к боковым стенкам приварены передние стойки для крепления стального крэш-модуля, который с внешней стороны закрывается облицовкой кабины машиниста с фронтальной маской.



1 – фронтальная маска; 2 – крэш-модуль; 3 – кузов из алюминиевых профилей;
4 – фальшборт верхний

Рисунок 2.18 – Кузов головного вагона

Практика исследования динамики подвижного состава показывает, что учет упруго-диссипативных свойств несущих конструкций кузовов вагонов позволяет повысить сходимость результатов расчета с данными эксперимента от 5 до 70% [50, 113]. Реализация упругого кузова осуществлялась на базе гибридных моделей, позволяющих описывать взаимодействие упругих и абсолютно твердых тел в задачах исследования динамических процессов.

Программный комплекс УМ не позволяет напрямую разрабатывать модели, учитывающие упругие свойства объекта. Для этого разработана методика [50], содержащая несколько основных этапов:

- подготовка КЭ модели упругого тела с использованием сторонних внешних программ МКЭ;

– проведение модального анализа с расчетом собственных частот и форм колебаний в выбранном ПО;

– преобразование результатов модального анализа и импорт КЭ модели в виде самостоятельной упругой подсистемы в УМ с использованием модуля UM FEM.

Данный модуль позволяет в состав механических систем включать упругие тела, совершающие произвольные пространственные малые перемещения за счет деформаций [123]. При разработке упругих моделей кузовов вагонов учитывались требования и рекомендации, приведенные в [50].

В модель вагона электропоезда упругая модель кузова включалась как самостоятельная подсистема второго уровня [136, 141, 142]. Пространственное движение упругого тела представлялось посредством связанной с ним системы координат, относительно которой строятся соотношения для упругих перемещений. Малые упругие перемещения представлялись в виде суммы допустимых форм упругого тела, рассчитанных с помощью модальной матрицы [50]. В свою очередь, построение модальной матрицы основано на расчете комбинации статических и собственных форм упругого тела, при закрепленных внешних степенях свободы в соответствии с методом связанных подструктур Крэйга-Бэмптона.

Для описания упругих свойств кузова относительно присоединенной системы координат применялся метод конечных элементов. В общем случае задача расчета свободных колебаний упругого тела без учета его диссипативных свойств сводится к решению уравнения движения вида

$$[M] \cdot \{\ddot{u}\} + K \cdot \{u\} = 0, \quad (2.11)$$

где $[M]$ – матрица масс;

$\{\ddot{u}\}$ - вектор ускорений;

K - матрица жесткости тела;

$\{u\}$ - вектор упругих перемещений.

Детализированная конечноэлементная модель кузова вагона разрабатывалась в среде программного комплекса трехмерного проектирования Siemens NX Advanced Simulation [130]. Несущие части вагона представлялись в виде поверхностей, на которых формировалась конечноэлементная сетка с использованием трех- и четырех узловых оболочечных элементов с пятью степенями свободы в узлах. Навесное и внутреннее оборудование вагона моделировалось путем расположения в центрах тяжести специальных элементов, позволяющих присвоить массово-инерционные характеристики узловой точке. Связь с кузовом осуществлялась с использованием невесомых стержневых элементов интерполяционного типа, который позволяет распределить усилия от действия инерционных сил без внесения дополнительной жесткости в конструкцию [130]. Общее количество элементов модели моторного головного вагона составляет 47641, для промежуточного вагона с токоприемником – 43283, для промежуточного с тяговым оборудованием – 43135. Общее количество степеней свободы составляет 194451, 178011 и 177987 соответственно. Конечноэлементная модель кузова прицепного вагона представлена на рисунке 2.19.

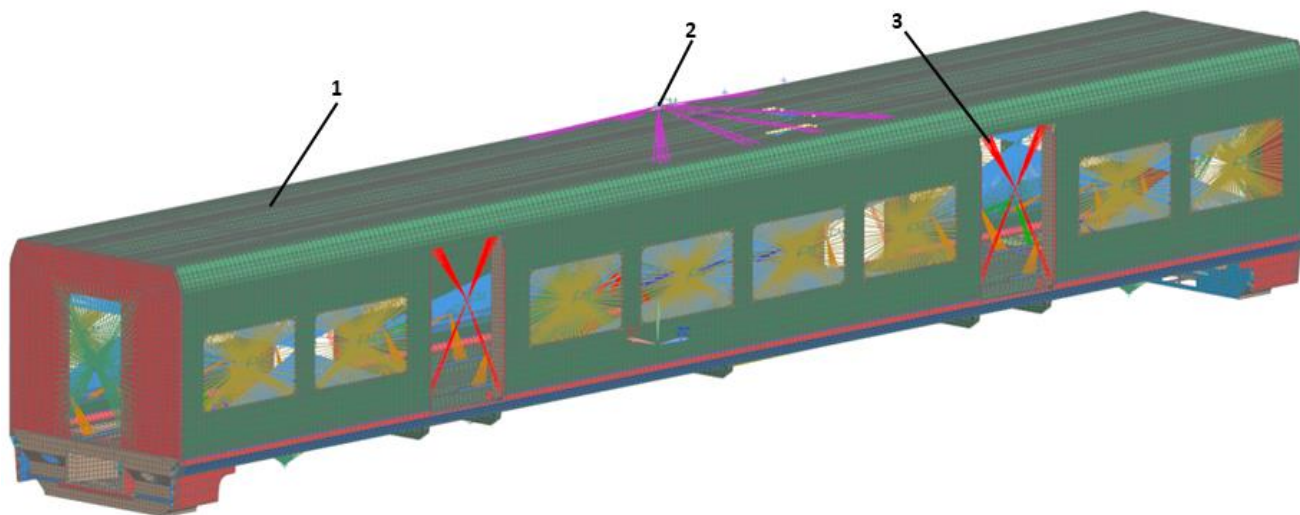


Рисунок 2.19 – Конечноэлементная модель кузова прицепного вагона электропоезда ЭС2Г

Расчет собственных частот и форм колебаний кузовов вагонов осуществлялся с использованием решателя NX NASTRAN. Анализ свободных колебаний упругих тел при использовании метода конечных элементов сводится к уравнению (2.11) с конечным числом степеней свободы, решением которого является выражение:

$$u(t) = A \sin w_n t + B \cos w_n t, \quad (2.12)$$

где $u(t)$ – искомая функция перемещения от времени;

$A = \frac{u_0}{w_n}, B = u_0$ – константы, определяемые из начальных условий системы;

$w_n = 2\pi f_n$ – собственная круговая частота;

f_n – собственная циклическая частота.

Количество собственных частот системы равно количеству ее степеней свободы. Матрица масс в решателе определяется на основе распределения плотности материала по узлам конечноэлементной сетки и данных о сосредоточенных массах. Обшивка и изоляция для внутренних поверхностей салона учитывалась в виде присоединенных узловых масс.

В качестве алгоритма решения спектральной задачи выбран метод Ланцоша [130], имеющий все преимущества итерационных методов и не теряющий частот собственных значений. В результате подготовки упругих моделей кузовов вагонов рассчитывались значения собственных частот и форм колебаний в диапазоне от 0 до 100 Гц, что охватывает все формы колебаний, оказывающие заметное влияние на результат.

Передача данных решения в программный комплекс УМ осуществлялось с помощью внутреннего инструмента «мастер упругих подсистем». Данный инструмент выполняет контроль передаваемых форм колебаний упругого тела и выполняет их преобразование для импорта КЭ модели в УМ как самостоятельной подсистемы.

При циклических деформациях материал кузова за счет внутреннего трения необратимо поглощает часть работы внешних сил переводя ее в тепловую энергию. В работе для описания процесса диссипации энергии в процессе деформации конструкции под действием внешнего динамического воздействия использовалось внутреннее (структурное) демпфирование [130]. Для определения уровня демпфирования использовался безразмерный коэффициент, характеризующий степень диссипации энергии динамической системы при циклическом деформировании ее конструктивных элементов за счет внутреннего трения материала. На основе коэффициента структурного демпфирования производится расчет матрицы диссипации D . При расчете величина демпфирования принималась равной 5% [143, 144] в долях от критического. Матрица диссипации D используется для расчета непотенциальных обобщенных сил демпфирования упругого тела.

С учетом действия внешних сил и диссипации уравнение движения упругой подсистемы имеет следующий вид:

$$M\ddot{q} + k = f_g + f_a - Cq - D\dot{q}, \quad (2.13)$$

где M, D, C – постоянные, симметричные матрицы масс, внутреннего демпфирования и жесткости соответственно;

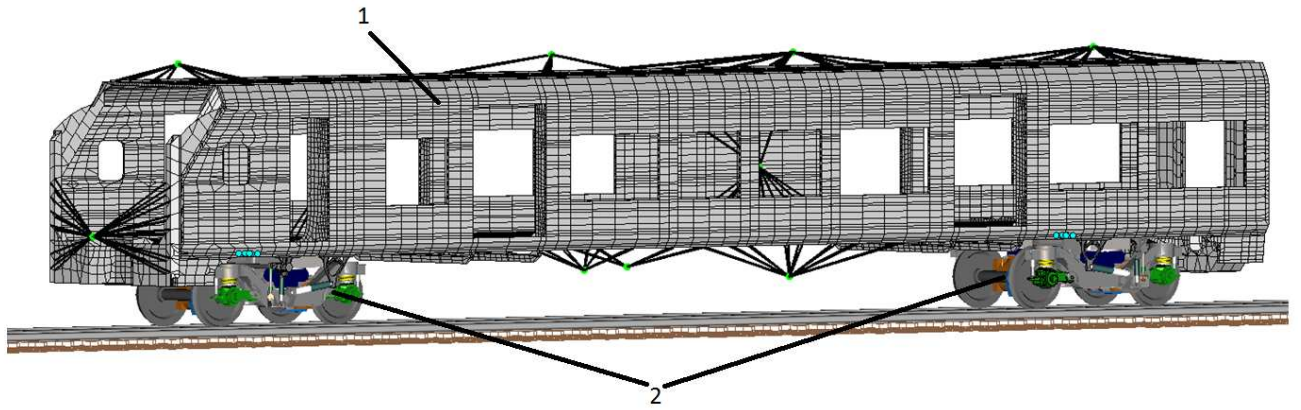
q – обобщенные координаты механической системы;

k – вектор столбец обобщенных сил инерции;

f_a – вектор-столбец обобщенных сил от приложенных нагрузок;

f_g – вектор-столбец обобщенных сил реакций.

Подсистемы второго уровня «кузова вагонов» и «тележки вагонов» объединялись в подсистемы первого уровня «вагон». Связь упругих подсистем «кузова вагонов» с твердотельными телами осуществлялась с помощью шарниров, моделирующих абсолютно жесткое закрепление. Гибридная подсистема первого уровня «головной вагон» представлена на рисунке 2.20.

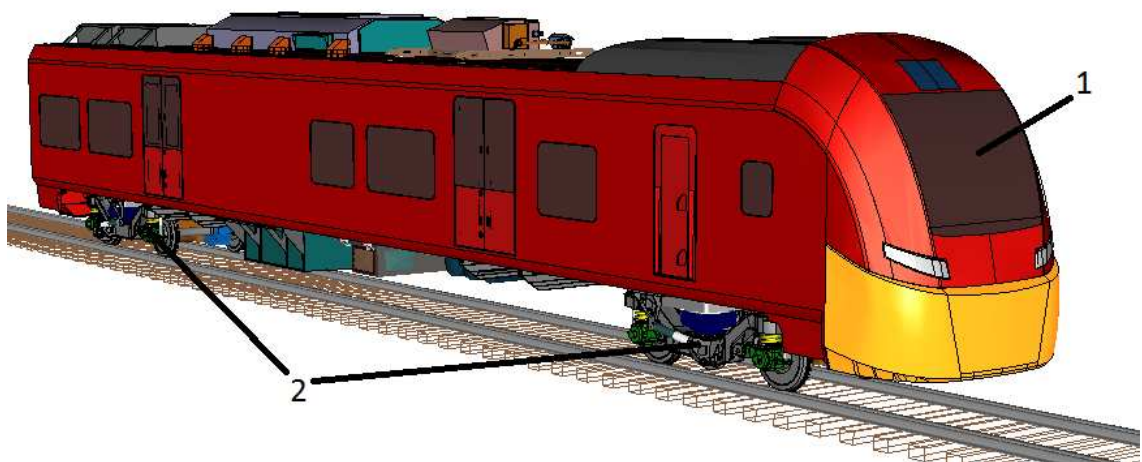


1 – упругая подсистема «Кузов моторного головного вагона»; 2 – твердотельные подсистемы «Моторная тележка»

Рисунок 2.20 – Гибридная подсистема «Головной вагон»

Расчет упругих моделей в составе механических систем в силу своих особенностей требует большого объема вычислительных мощностей. Для снижения необходимых вычислительных мощностей дополнительно были сформированы подсистемы кузовов вагонов в виде абсолютно твердых тел с учетом размещения тяжеловесного оборудования.

Твердотельная подсистема второго уровня «Головной вагон» представлена на рисунке 2.21.



1 – твердотельная подсистема «Кузов моторного головного вагона»; 2 – твердотельные подсистемы «Моторная тележка»

Рисунок 2.21 – Твердотельная подсистема «Головной вагон»

Каждое из тел имеет реальные инерционные характеристики и шесть степеней свободы. Модели вагонов и соответствующего оборудования объединялись в подсистемы абсолютно жесткими шарнирными связями.

На последнем этапе формировалась модель движения вагонов в составе электропоезда. В целях снижения необходимых вычислительных ресурсов и повышения скорости интегрирования было разработано три исполнения модели сцепа вагонов. Для этого каждая уникальная модель гибридного вагона с упругим кузовом включалась в сцеп только один раз, при этом другие вагоны включались как полностью твердотельные модели [141, 142]. Во время моделирования динамические показатели регистрировались только для гибридных моделей. На рисунке 2.22 представлены все варианты исполнений сцепа вагонов электропоезда, для которых проводилось исследование.



Рисунок 2.22 – Варианты исполнения сцепа электропоезда для исследования динамики

Таким образом были разработаны три исполнения модели движения вагонов в составе электропоезда, сформированные из подсистем уникальных вагонов. Каждый из уникальных вагонов может быть представлялся в двух вариантах – гибридном, с упругим кузовом и как полностью твердотельная подсистема. При этом регистрирование динамических показателей выполнялось только для вагонов в виде

гибридных подсистем. Такой подход позволил оценить показатели динамики с учетом упругих свойств кузова и воздействия со стороны соседних вагонов.

2.4 Верификация разработанной компьютерной модели движения вагонов

После описания модели подвижного состава производился синтез и компиляция уравнений движения в программе моделирования движения UM Simulation. Решение динамической задачи в программном комплексе UM сводится к решению уравнения движения системы тел, имеющее следующий вид:

$$\begin{cases} M(q, t)\ddot{q} + k(q, \dot{q}, t) = Q(q, \dot{q}, t) + G^T(q)\lambda \\ h(q, p) = 0 \end{cases}, \quad (2.14)$$

где q – основные координаты объекта;

p – вспомогательные координаты (локальные координаты в разрезанных шарнирах);

M – матрица масс;

k, Q – столбцы сил инерции и обобщенных сил;

λ – множители Лагранжа, соответствующие силам реакций в разрезанных шарнирах;

G – матрица Якоби уравнений связей после исключения из них вспомогательных координат;

$h(q, p)$ – алгебраические уравнения связей или условие замыкания разрезанных шарниров.

Для интегрирования нелинейных уравнений движения использовался численный метод второго порядка – метод Парка [135]. Данный метод позволяет зна-

чительно повысить скорость интегрирования при моделировании сложных объектов, содержащих упругие тела, сохраняя при этом возможность подключения математических моделей, описанных в Matlab/Simulink.

Моделирование динамики подвижного состава осуществлялось из положения равновесия, с использованием метода численного интегрирования уравнений движения. При расчете положения равновесия для тел определялись значения обобщенных координат q_0 , при которых кинетическая энергия системы тел стремится к нулю.

Исследование динамических показателей электропоезда осуществлялось при его движении по реальным участкам пути, соответствующим натурным испытаниям рельсового экипажа [145]. В качестве характерных участков пути рассматривались прямая, кривые радиусами 625 и 350 м, стрелочный перевод типа Р65 с крестовиной 1/11. Упруго-диссипативные характеристики верхнего строения пути принимались для бесстыкового пути с рельсами типа Р65, уложенного на железобетонные шпалы с щебеночным балластом на песчаной подушке, с эпюрой распределения 1840 шт/км в прямых и 2000 шт. в кривых участках [145].

В соответствии с работой [138] микронеровности принимались по РД 32.68-96 [146] для пути хорошего состояния. Общие параметры пути и распределение отклонений по участкам представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры участков пути

Параметр	Участок пути		
	Прямая	Кривая R=625м	Кривая R=350м
Средняя ширина колеи, мм	1517	1523	1524
Среднее возвышение наружного рельса, мм	0, отклонения не более 4	145	128
Количество и виды отступлений пути	4 просадки II степени	2 просадки II степени	7 рихтовок и перекосов II степени

Расчет сил кривизны в контакте колесо – рельс выполнялся в соответствии с алгоритмом FASTSIM, основанным на линейной теории Калкера [123]. Преимуществом алгоритма является достаточно высокая скорость расчета, учет спина и простейших геометрических свойств контактирующих поверхностей (радиусов кривизны). Алгоритм используется в условиях биконтакта для расчета сил кривизны в обеих точках [147]. Принималось, что профили колеса и рельса неизношенные.

Исследование ходовой динамики электропоезда осуществлялось для режимов эксплуатации, соответствующих ходовым испытаниям:

- движение по прямому участку пути со скоростями от 20 до 176 км/ч;
- движение в кривой радиусом 625 м со скоростями от 20 до 120 км/ч;
- движение в кривой радиусом 350 м со скоростями от 20 до 80 км/ч;
- противошерстное прохождение стрелочного перевода с максимальной скоростью 50 км/ч.

В соответствии с натурными испытаниями движение электропоезда проводилось по исследуемым участкам в прямом и обратном направлении с реализацией собственной тяги, шаг повышения скоростей составил 20 км/ч для прямых и криволинейных участков пути, а для стрелочного перевода – 15 км/ч.

По результатам моделирования оценивались общие параметры динамики:

- рамные силы H_p ;
- вертикальные a_z и горизонтальные a_y ускорения кузова на полу над шкворневым узлом;
- показатель вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания $ПД_1$;
- плавность хода в вертикальном W_z и горизонтальном W_y направлении.

Значения динамических показателей регистрировались только для гибридных подсистем вагонов, с упругими моделями кузовов.

Определение показателей W_z и W_y выполнялось для следующих контрольных точек кузова (на полу, внутри кузова):

– головной моторный вагон – кабина управления (между креслами машиниста и помощника машиниста), середина салона и кузов над центрами шкворневых узлов;

– прицепной вагон с токоприемником – середина салона и кузов над третьей тележкой, которая является ближайшей к контролируемому головному моторному вагону;

– прицепной вагон с тяговым оборудованием – середина салона и кузов над пятой тележкой, которая является ближайшей к контролируемому немоторному вагону.

Оценка плавности хода измерялась в диапазоне скоростей движения от половины конструкционной до конструкционной с шагом 20 км/ч. Длительность измерений в каждом диапазоне скоростей составляла не менее 200 секунд. Для расчета показателей W_z и W_y использовались ускорения, зарегистрированные при движении вагона по прямым и по участкам пути, имеющим кривые $R > 600$ м.

По результатам моделирования движения подвижного состава по реальным неровностям пути была выполнена оценка параметров ходовой динамики [136, 142]. Анализ параметров ходовой динамики, полученных в результате моделирования, проводился на основе статистической обработки осциллограмм временных зависимостей (рисунок 2.23-2.24) по средним значениям с доверительной вероятностью $P=0,999$ в соответствии с рекомендациями РД 24.050.37 [148].

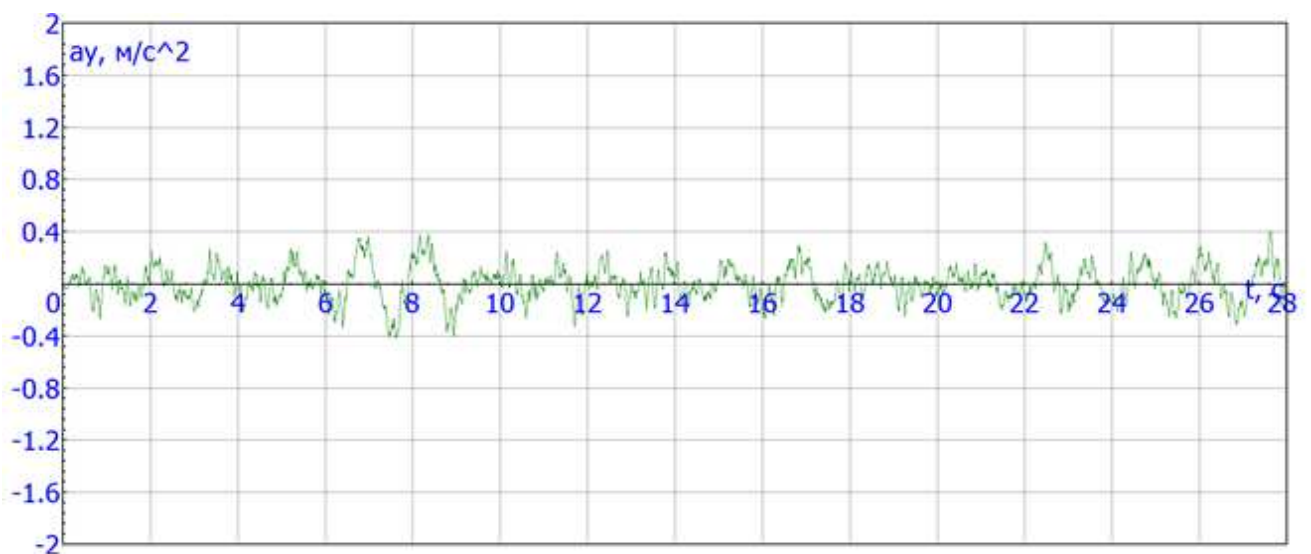


Рисунок 2.23 – Пример осциллограммы боковых ускорений для моторного головного вагона в прямом участке пути

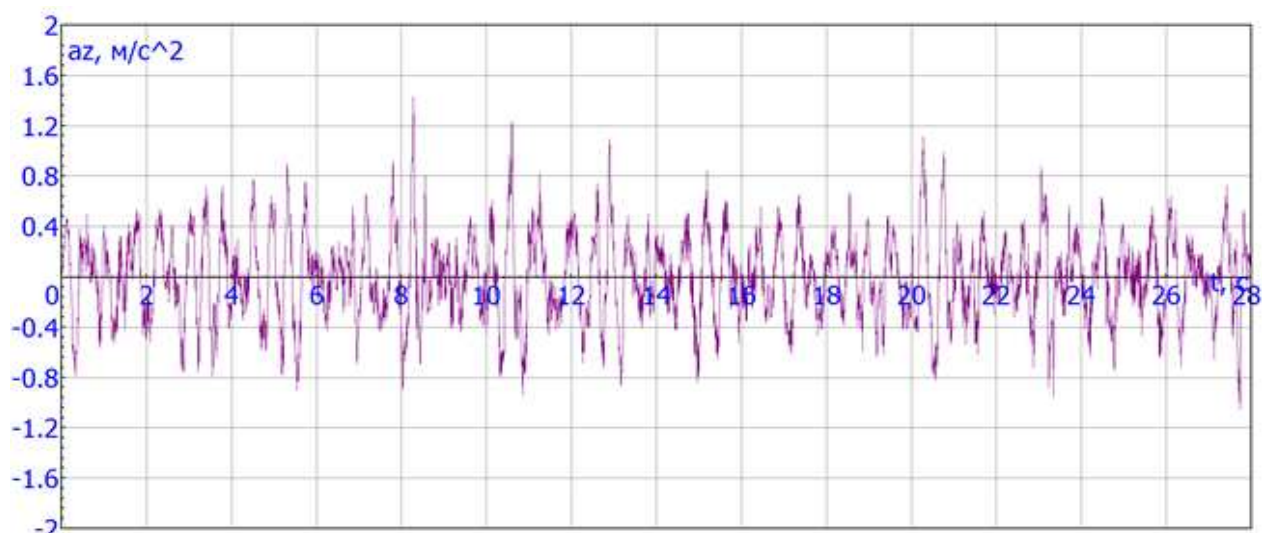


Рисунок 2.24 – Примеры осциллограммы вертикальных ускорений для моторного головного вагона в прямом участке пути

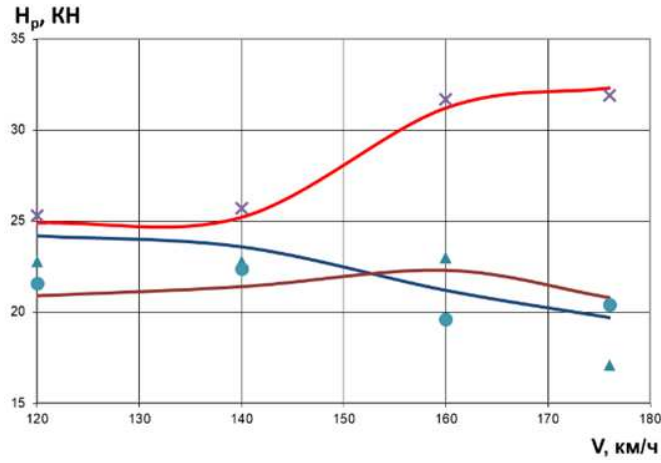
Статистическая обработка реализаций ускорений производилась с выборкой максимальных зарегистрированных амплитуд ускорений кузова. При этом, в соответствии с оценочными критериями, установленными Техническими требованиями на электропоезда ЭС2Г [145], реализации вертикальных и горизонтальных ускорений кузова обрабатывались в диапазонах частот от 0,1 до 10,0 Гц и от 0,4 до 10,0 Гц соответственно. Статистическая обработка реализаций ускорений производилась с выборкой полученных максимальных амплитуд для каждого уровня скоростей движения и определением поперечных непогашенных ускорений в кривых. При этом в соответствии с методикой испытаний [145] реализации вертикальных и горизонтальных ускорений кузова регистрировались в диапазоне частот от 0 до 150 Гц.

Сопоставление результатов испытаний и компьютерного моделирования представлены в виде графиков зависимостей показателей динамики от скорости движения:

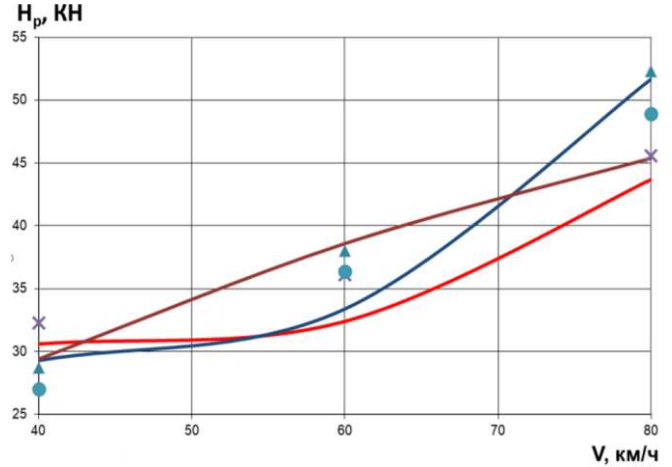
- рамной силы H_p (рисунок 2.25);
- показателей вертикальной динамики первой ступени рессорного подвешивания $ПД_1$ (рисунки 2.26);

– вертикальных a_z и горизонтальных поперечных a_y ускорений (рисунки 2.27-2.29);

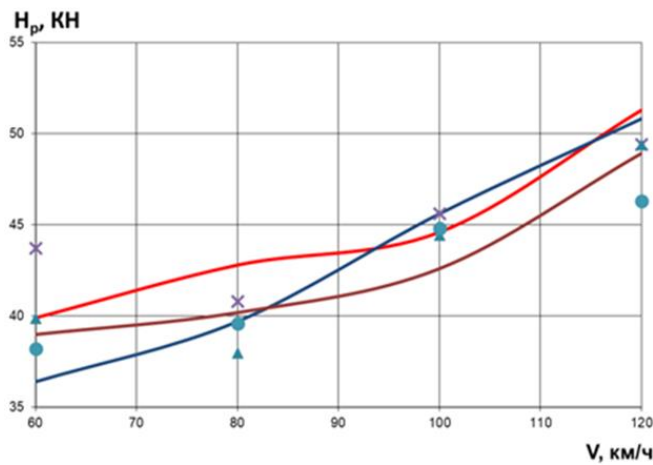
– плавности хода в вертикальном направлении W_z и горизонтальном поперечном направлении W_y (рисунки 2.30).



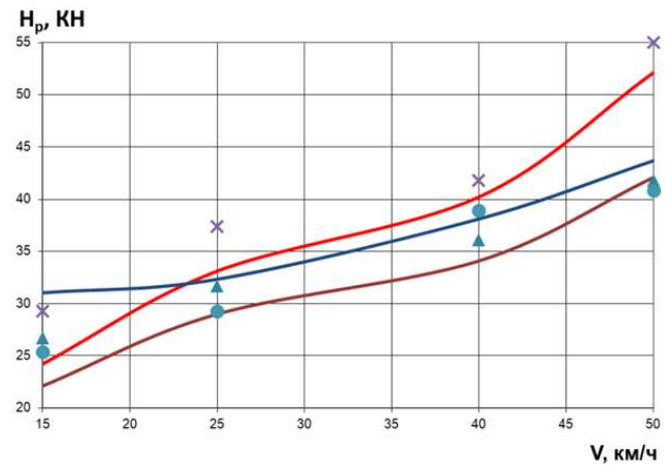
Прямой участок



Кривая радиусом 350 м



Кривая радиусом 625 м

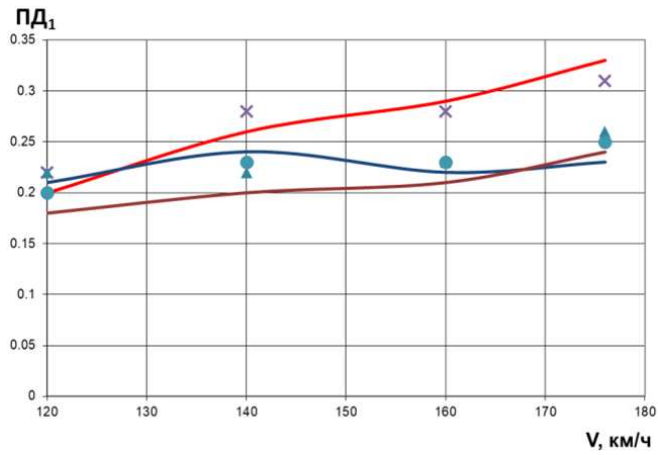


Стрелочный перевод

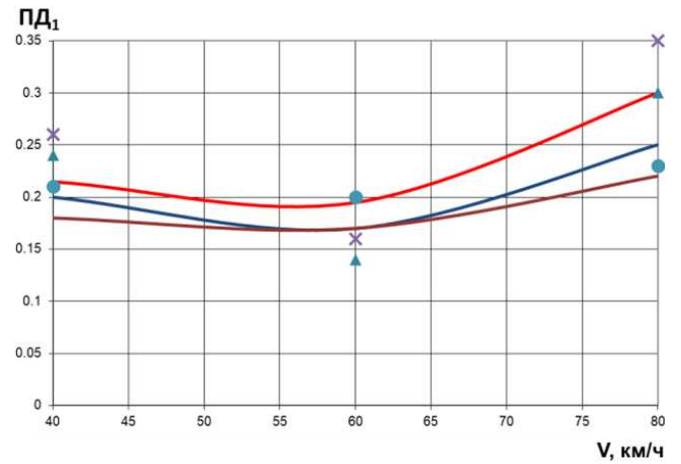
× МГ испытания
 ▲ ППТ испытания
 ● ППО испытания

— МГ моделирование
 — ППТ моделирование
 — ППО моделирование

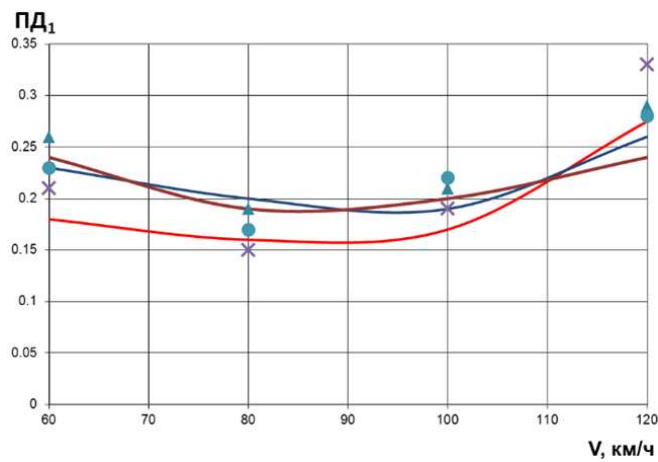
Рисунок 2.25 – Зависимость рамных сил от скорости движения для различных участков пути



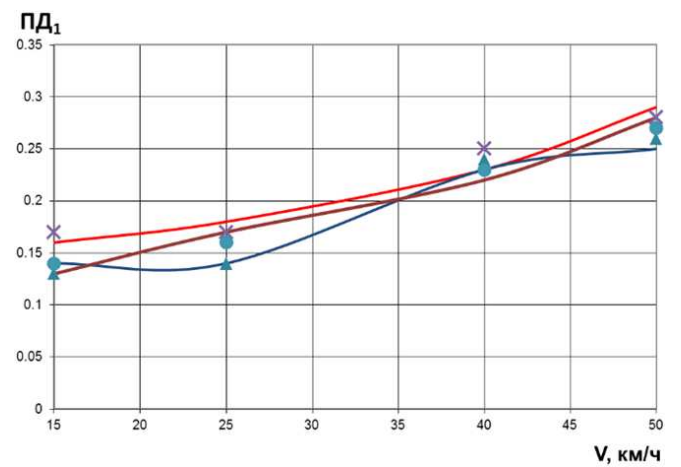
Прямой участок



Кривая радиусом 350 м



Кривая радиусом 625 м

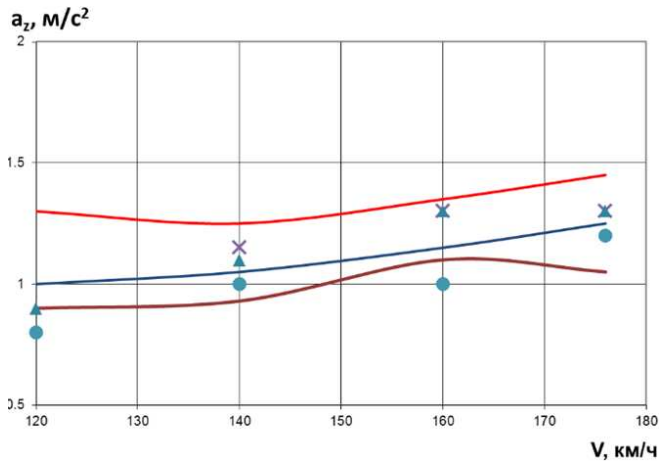


Стрелочный перевод

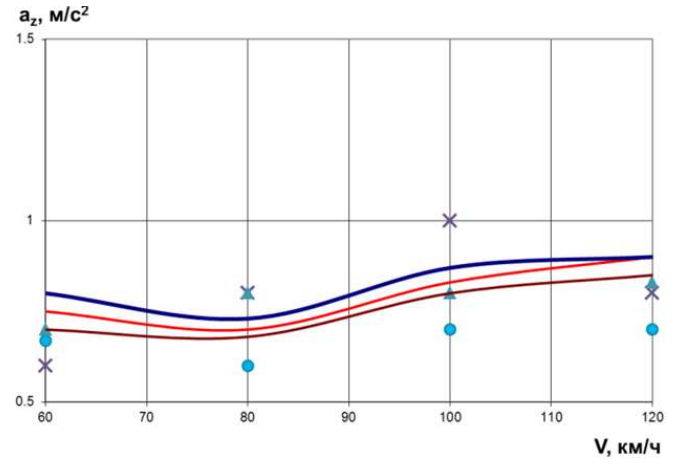
× МГ испытания
 ▲ ППТ испытания
 ● ППО испытания

— МГ моделирование
 — ППТ моделирование
 — ППО моделирование

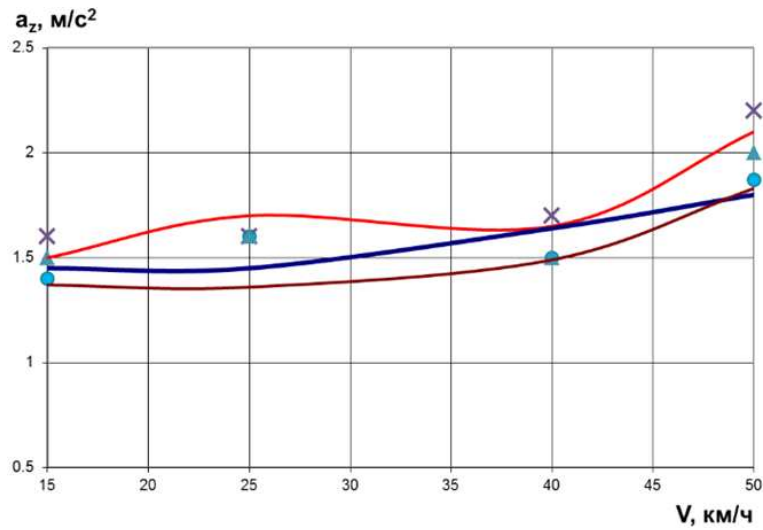
Рисунок 2.26 – Зависимость показателя вертикальной динамики первой ступени подвешивания от скорости движения для различных участков пути



Прямой участок



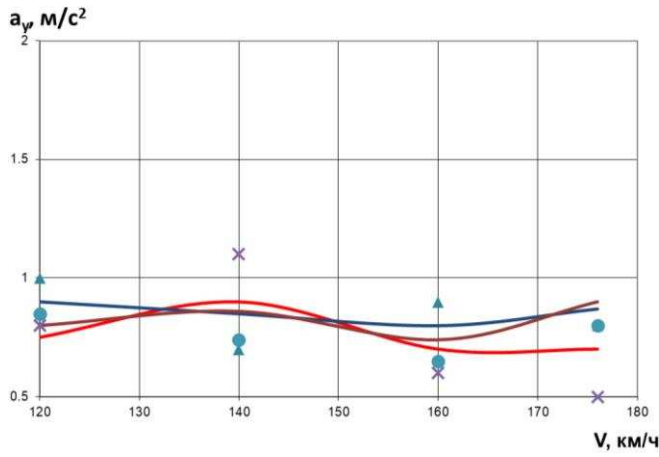
Кривая радиусом 625 м



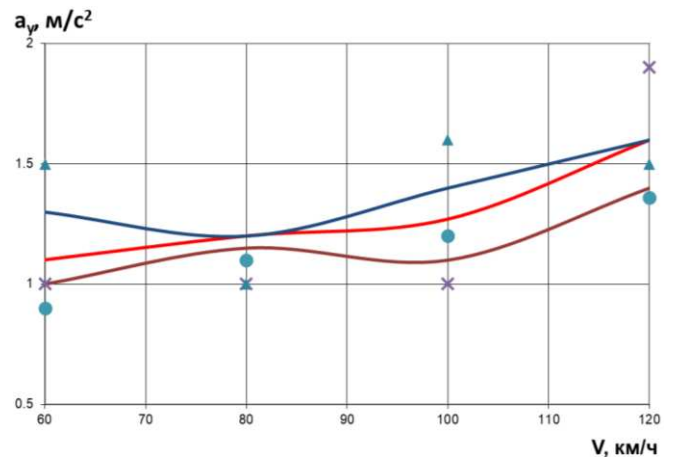
Стрелочный перевод



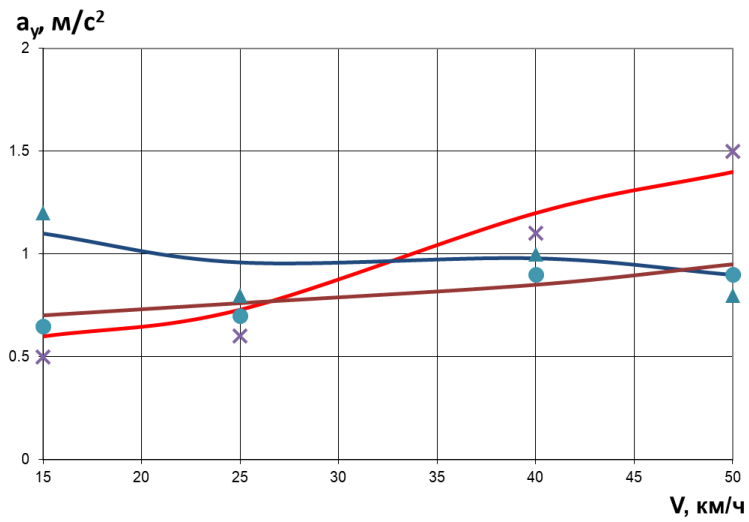
Рисунок 2.27 – Зависимость вертикальных ускорений от скорости движения для различных участков пути



Прямой участок



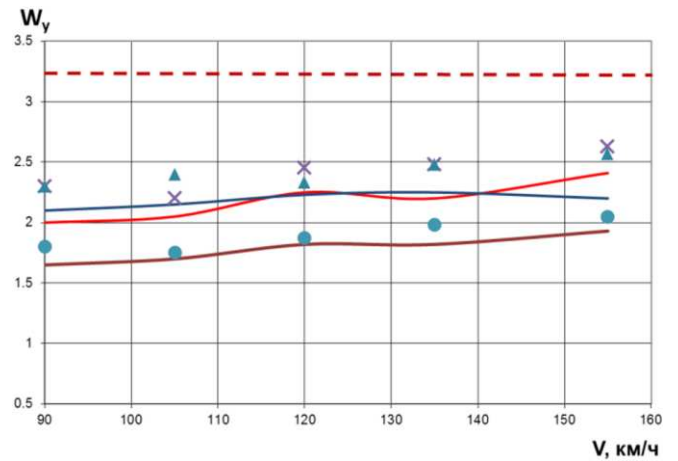
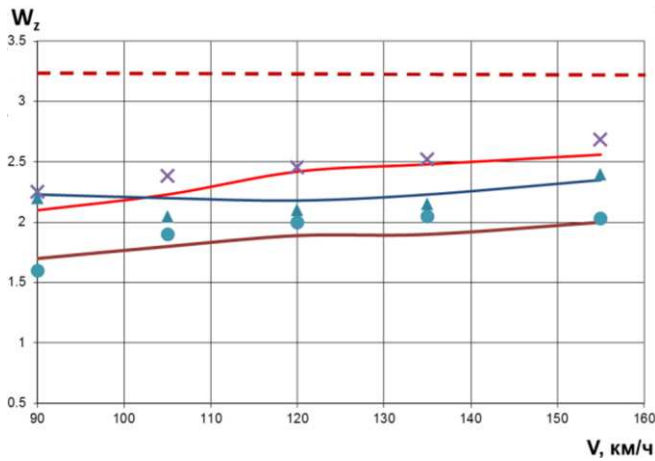
Кривая радиусом 625 м



Стрелочный перевод



Рисунок 2.28 – Зависимость боковых ускорений от скорости движения для различных участков пути



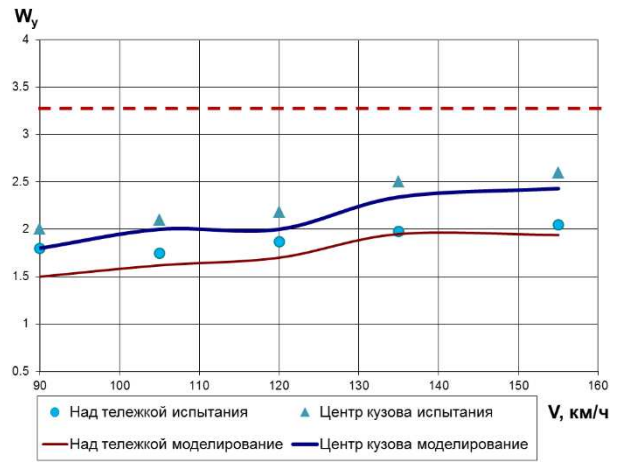
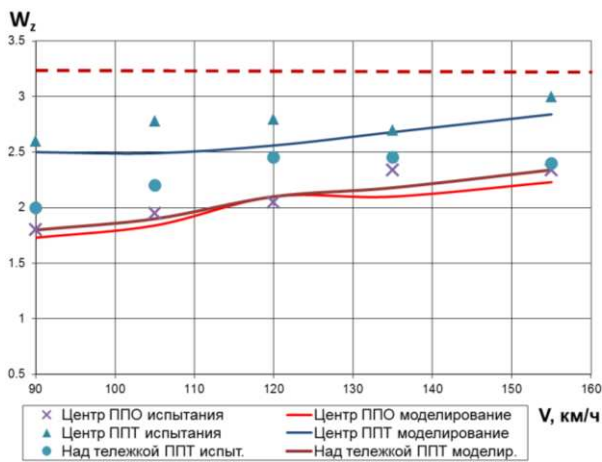
В вертикальном направлении

В поперечном направлении

- × Каб. Маш. испытания
- ▲ Центр кузова испытания
- Над тележкой испытания

- Каб. маш. моделирование
- Центр кузова моделирование
- Над тележкой моделирование

Рисунок 2.29 – Зависимость показателей плавности хода в различных направлениях от скорости движения для головных вагонов



В вертикальном направлении

В поперечном направлении

- × Центр ППО испытания
- ▲ Центр ППТ испытания
- Над тележкой ППТ испыт.

- Центр ППО моделирование
- Центр ППТ моделирование
- Над тележкой ППТ моделир.

Рисунок 2.30 – Зависимость показателей плавности хода в различных направлениях от скорости движения для прицепных вагонов

Результаты анализа позволили сделать вывод о качественном совпадении результатов моделирования с данными натурных экспериментов. Максимальное количественное расхождение по величинам составило:

– рамные силы H_p : в большую сторону на 13% для прицепного вагона с токоприемником при движении в прямом участке пути; в меньшую сторону на 17% для моторного головного вагона при движении на боковое направление стрелочного перевода;

– показатель вертикальной динамики первой ступени $ПД_1$ головного моторного вагона в кривой радиусом 350 м: в меньшую сторону на 17,3%; в большую на 17,9%;

– показатель плавности хода в вертикальном направлении W_z : на 14,2% в меньшую сторону на кузове прицепного вагона с токоприемником для точки над тележкой. Расхождение в большую сторону наблюдается только для середины кузова головного вагона и достигает величины 7%;

– показатель плавности хода в горизонтальном поперечном направлении W_y : на 16,7% в меньшую сторону на кузове прицепного вагона с токоприемником для точки над тележкой. Отклонений в большую сторону не наблюдалось;

– вертикальные ускорения a_z : на 18,6% в меньшую сторону для головного вагона при движении в кривой радиусом 350 м; на 17,3% в большую сторону при движении прицепного вагона с тяговым оборудованием в кривой 625 м;

– боковые ускорения кузова a_y : на головном вагоне на 16,7% в большую сторону при движении в кривой 625 м; на 18,1% в меньшую – в прямом участке пути.

Таким образом, максимальное расхождение между значениями показателей динамики, полученных с использованием гибридных моделей вагонов и ходовыми испытаниями не превысила 18,6%, что подтверждает ее пригодность для оценки динамической нагруженности вагонов при движении в составе электропоезда.

2.5 Выводы по разделу 2

1 Сформулированы основные принципы методики выбора рациональных параметров системы принудительного наклона кузова вагона, согласно которым методика должна: базироваться на исследовании динамических качеств подвижного состава и комфорта пассажиров; по своей структуре носить многоэтапный и итерационный характер; включать проблемно-ориентированную верифицированную компьютерную модель движения вагонов электропоезда, оборудованных СПНК.

2 Предложена методика исследования динамических качеств вагонов в составе электропоезда методами компьютерного моделирования, включающая следующие этапы: разработка подсистем твердотельных моделей ходовых частей и сцепного оборудования; разработка КЭ моделей кузовов вагонов электропоезда, позволяющих учитывать малые упругие колебания; формирование сцепов вагонов, содержащих гибридные модели; моделирование движения вагонов по заданным участкам; обработку и интерпретацию результатов.

3 Разработана компьютерная модель движения вагонов электропоезда, состоящая из трех оригинальных моделей вагонов. Каждая подсистема вагона представлена в виде подсистем низшего уровня, описывающих ходовые части и кузова вагонов. Подсистемы кузовов вагонов разрабатывались в двух исполнениях: виде твердотельной подсистемы и гибридной, в виде КЭ модели, позволяющей описывать малые упругие колебания кузова. Разработанная компьютерная модель позволяет оценить динамические качества исследуемых вагонов при движении по реальным неровностям пути в заданном диапазоне скоростей.

4 Разработаны две уникальные подсистемы ходовых частей электропоезда «моторные» и «немоторные» тележки. Подсистемы состоят из абсолютно твердых тел, объединенных силовыми элементами, и специальных подсистем, описывающих резинометаллические элементы первой ступени подвешивания и виброизолированные гидродемпферы с использованием математических моделей Фанчера,

Фойгта, Максвела. Описание второй ступени подвешивания выполнялось с использованием математической модели GENSYS, позволяющей описывать характеристики пневморессор в трехмерном пространстве.

5 Выполнена оценка адекватности разработанной модели движения вагонов в составе электропоезда по различным участкам пути, содержащим прямые, кривые и стрелочные переводы. По результатам верификации установлено полное соответствие характера изменения динамических параметров модели и натурального образца, при этом разница между данными численных экспериментов и натурными испытаниями не превышает 18,6%, что подтверждает ее пригодность для оценки динамической нагруженности вагонов при движении.

3 МЕТОДИКА ОЦЕНКИ БЕЗОПАСНОСТИ И КОМФОРТА ПАССАЖИРОВ В ПОЕЗДАХ, ОБОРУДОВАННЫХ СПНК

3.1 Интеграция системы принудительного наклона кузова в модель движения серийных вагонов

Несмотря на множество подходов к наклону кузова все их можно описать рядом параметров, которые будут отличаться лишь диапазонами в которых происходит варьирование, и зависящими от конструктивного исполнения. Выбор параметров СПНК непосредственно связан с особенностями ее работы, которые могут оказывать значительное влияние на безопасность и комфорт пассажиров, такие как временные задержки в системе управления, скорость наклона кузова и другие [35].

Анализ существующих подходов к повышению комфорта пассажиров и существующих систем наклона кузова, проведенный в первом разделе диссертации, показал, что основным параметром работы любой СПНК является угол наклона кузова φ относительно уровня пути. Значение угла наклона кузова оказывает непосредственное влияние на другие параметры системы наклона и ограничивает диапазоны их варьирования. Таким образом угол наклона кузова был выбран в качестве основного исследуемого параметра СПНК.

На практике, диапазон варьирования угла кузова находится в пределах возможностей принципиальной схемы СПНК, принятой по результатам анализа условий эксплуатации, а также ограничений по условиям безопасности и комфорта [149]. Теоретически может быть подобран такой угол наклона кузова, при котором непогашенное ускорение, действующее на человека, будет стремиться к нулю [150].

В данной работе выбор принципиальной схемы обеспечения наклона осуществлялся исходя из принципа обеспечения возможности наклона кузова с минимальными изменениями экипажной части объекта исследования. Анализ конструкции электропоезда ЭС2Г показал, что на основе его экипажной части для наклона кузова наиболее целесообразно применять активную систему с пневматическим

или электропневматическим приводом [75, 151]. При такой реализации наклон осуществляется за счет управления уровнем опорных поверхностей пневморессор, на которые установлен кузов, с помощью системы клапанов и компрессора с дополнительным резервуаром. Принципиальная схема наклона приведена на рисунке 3.1.

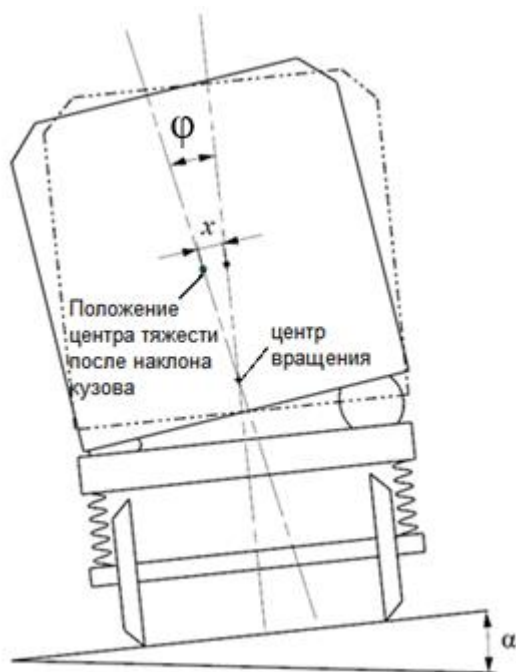


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема наклона кузова

Подобная схема реализации наклона применяется поездах серии E5 и современных высокоскоростных поездах с конструкционной скоростью более 250км/ч серии N700 [70] и др. Пневматическое подвешивание позволяет достигать максимального угла наклона кузова величиной в 5 градусов [40, 74].

Любая активная система принудительного наклона кузова нуждается в системе управления. Анализ таких систем в первой главе показал, что подходы к управлению наклоном условно можно разделить два метода идентификации начала и конца криволинейных участков [152, 153]:

- основанном на фактическом измерении входных параметров пути;
- предварительной подготовке данных пути.

Выбор системы управления наклоном зависит от многих факторов: типа подвижного состава, адаптированности инфраструктуры, стоимости, технических возможностей и т.д. Выбор и разработка системы управления ввиду сложности вопроса не рассматривается в рамках данной диссертации.

Несмотря на разнообразие современных систем управления, для всех них можно выделить один характерный параметр оказывающий непосредственное влияние на динамические параметры [80, 82] – временные задержки в работе. Под временными задержками понимается время от прохождения ключевой точки (начало или конец кривой) до начала реакции системы управления в виде генерирования управляющего воздействия на исполнительный механизм [153]. Анализ технических возможностей систем управления показывает, что без внесения искусственных ограничений, максимальное время реакции составляет до 5 секунд.

Следующим параметром, рассматриваемым в рамках данной диссертации, является скорость наклона кузова. Данный параметр оказывает непосредственное влияние на безопасность и комфорт пассажиров, и используется в качестве одного из исходных показателей оценки комфорта пассажиров [154]. Скорость наклона кузова относительно рамы тележки является взаимозависимым параметром от угла поворота и временной задержки в системе управления. По результатам анализа современных СПНК скорость наклона кузова в работе рассматривалась в диапазоне от 1 до 5 %/с. В работе с учетом принятых ограничений в системе управления наклоном кузовов вводилось допущение о постоянной скорости наклона кузова в переходной кривой.

В вагонах электропоезда модели ЭС2Г предусмотрена штатная торсионная система стабилизации (рис. 2.16). В стандартном режиме эксплуатации данная система вводит сопротивление крену кузова относительно рамы тележки. При введении активной СПНК, основанной на пневмоподвешивании, торсионная система стабилизации препятствует ее нормальной работе. В связи с этим на этапе интеграции СПНК в модель вагонов из экипажной части исключались все элементы системы стабилизации.

Реализация СПНК в модели вагонов основана на введении в математическую модель пневморессоры элемента управляющего жесткостью. При движении в кривом участке пути, для наклона кузова на необходимый угол $\varphi_{\text{рац}}$, рассчитывалось снижение давления Δp_0 в пневморессоре с внутренней стороны кривой, и увеличение – на внешней:

$$\Delta p_0 = \frac{F_{z0} + p_a \cdot A_e - \Delta z \cdot K_{ez} - (z_0 - w_s + \Delta z) \cdot K_{vz}}{A_e}, \quad (3.1)$$

$$\Delta z = \operatorname{arctg} \left(\frac{2 \cdot \varphi_{\text{рац}}}{b} \right), \quad (3.2)$$

где F_{z0} – нагрузка на пневморессору в положении равновесия;

p_a – атмосферное давление;

A_e – эффективная площадь пневморессоры;

Δz – изменение высоты пневморессоры;

z_0 – высота пневморессоры в положении равновесия;

w_s – положение центра тяжести пневморессоры;

b – расстояние между центрами пневморессор.

Алгоритм системы наклона в «идеальном случае» (рисунок 3.2) предполагает включение СПНК в начале криволинейного участка пути с постепенным увеличением угла наклона с постоянной скоростью в переходной кривой. На этапе движения в кривой постоянного радиуса значение угла наклона постоянно, а скорость стремится к нулю. На выходе из кривой процесс движения в переходной кривой повторяется в обратном направлении. Как показывает практика, ввиду необходимости в фильтровании случайных микронеровностей и уточнения путевых координат, реализация «идеального» наклона недостижима [80].

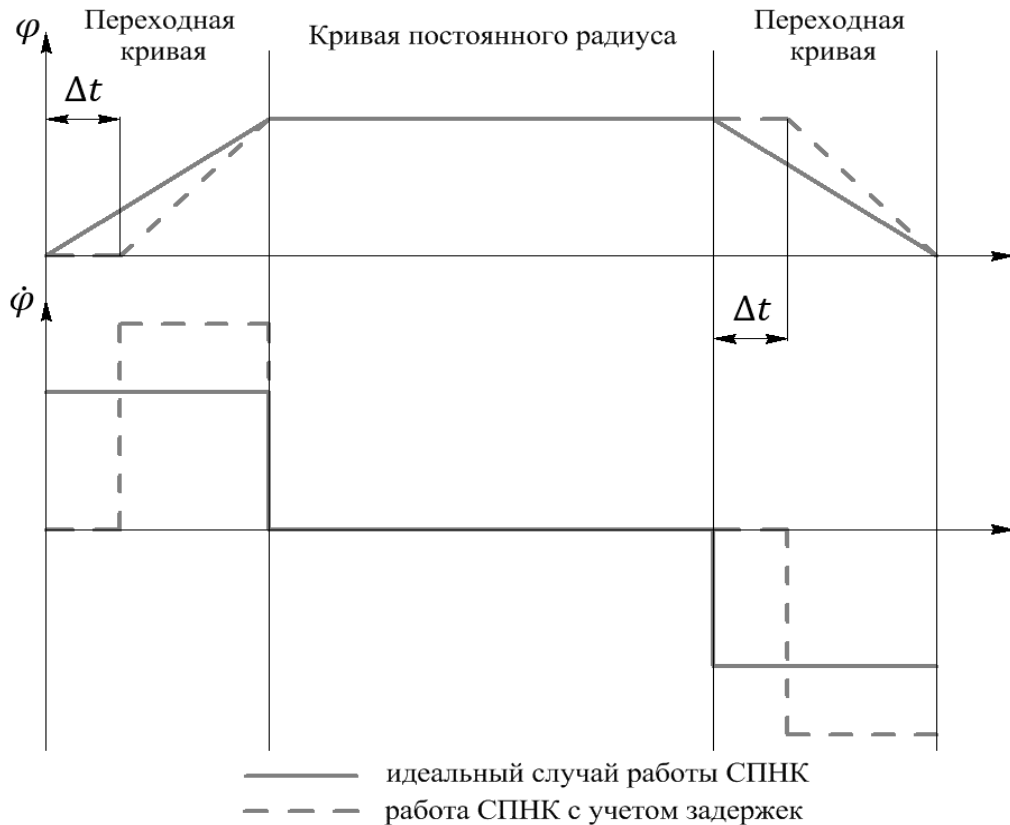


Рисунок 3.2 - Алгоритм наклона кузова в кривой

С учетом задержек в системе управления процессы в переходной кривой претерпевают изменения. В работе рассматривался вариант наклона кузова, в котором временные задержки в системе управления компенсируют разницу Δt между общим временем движения в кривой и рекомендуемым.

Задержки в работе системы управления наклоном кузова моделировались путем ввода искусственного сдвига в координатах пути. Величина рекомендуемой задержки рассчитывалась на основании длины переходной кривой, рациональной скорости наклона кузова и скорости движения:

$$t_{\text{зад}} = \frac{l_{\text{пер}}}{v} - \frac{\varphi_{\text{рац}}(v)}{\dot{\varphi}_{\text{рац}}}, \quad (3.3)$$

где $l_{\text{пер}}$ – длина переходной кривой; v – скорость движения в кривой.

Скорость поворота кузова в модели рассчитывалась на основании длины переходной кривой, величины задаваемой задержки и скорости движения.

3.2 Выбор и обоснование критериев безопасности движения и комфорта пассажиров в вагонах, оборудованных системой принудительного наклона кузова

3.2.1 Критерии безопасности

Выбор рациональных параметров СПНК в работе проводился на основании критериев безопасности и комфорта, полученных в ходе моделирования. Функционирование системы связано с изменением положения центра тяжести кузовов подвижного состава при прохождении криволинейных участков пути, что в свою очередь оказывает влияние на механику взаимодействия колес с рельсами [147]. В отечественной нормативной документации в качестве критерия безопасности в системе «колесо-рельс» рассматривается коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельсов [89]. Данный критерий безопасности определяется условием вкатывания колеса на головку рельса и основан на исследованиях Надаля [155]. Расчет коэффициента запаса устойчивости производился по зависимости:

$$K_{\text{ус}} = \frac{F_z \cdot (\tan \beta - \mu)}{|F_y| \cdot (1 + \mu \cdot \tan \beta)}, \quad (3.4)$$

где F_z, F_y – проекции суммарной силы, действующей на колесо, на оси Z и Y в системе координат пути;

β – угол наклона образующей конусообразной поверхности гребня колеса с горизонталью;

μ – коэффициент трения, $\mu = 0,25$.

Движение считалось безопасным при значении коэффициента запаса устойчивости $K_{\text{ус}}$ не менее 1,4 [89].

Дополнительно в работе в качестве критерия безопасности, характеризующего отжатие рельса в кривой, рассматривались максимальные допускаемые боковые силы,

передаваемые от колеса на рельс. В соответствии с [156] безопасным уровнем поперечного воздействия на рельс принималась сила не более 100 кН. При расчете боковой силы использовалась совокупность всех сил, действующих на колесо при контактном взаимодействии с рельсом.

3.2.2 Непогашенное ускорение

Непогашенное ускорение a_{nn} является универсальным показателем, позволяющим оценить безопасность и комфорт пассажиров, в зависимости от точки проведения замеров. Максимально допускаемое значение данного критерия зависит от таких показателей как тип подвешивания подвижного состава, состояния пути и др.

В соответствии с [57] максимально допустимая величина непогашенного ускорения a_{nn} составляет $0,7 \text{ м/с}^2$. На линиях, где эксплуатируются скоростные поезда и пассажирский подвижной состав с улучшенными динамическими характеристиками, допускаемая величина a_{nn} может быть увеличена до $1,0 \text{ м/с}^2$. Результаты комплексных психофизиологических исследований пассажиров, проведенных ОАО «ВНИИЖТ» совместно с ФГУП «ВНИИЖГ» [59] показали, что при увеличении непогашенного ускорения a_{nn} выше $0,8 \text{ м/с}^2$ у большей части пассажиров наблюдается нарастающее ухудшение функционального состояния и наличие выраженных признаков субъективного дискомфорта. При этом безопасность пассажиров обеспечивается до уровня непогашенного ускорения $1,2 \text{ м/с}^2$. В работе [60] показано, что при превышении горизонтальными ускорениями, действующими на пассажира, сидящего в кресле, предела $2,0 \text{ м/с}^2$, он начинает испытывать дискомфорт, переходящий в неприятный при ускорениях более $3,0 \text{ м/с}^2$. Для стоящих пассажиров допускаемыми являются ускорения, не превышающие $0,7-1,0 \text{ м/с}^2$.

В европейском стандарте EN 13803-1 [61] в качестве предельных величин регламентируются непогашенные квазистатические поперечные ускорения кузова единицы подвижного состава в диапазоне $1,0-1,5 \text{ м/с}^2$.

Для поездов, оборудованных СПНК, при движении в кривых участках пути с повышенными скоростями, характерно возрастание непогашенного ускорения на уровне буксы, в то время как увеличение непогашенного ускорения на уровне кузова компенсируется его наклоном. Таким образом, в работе для оценки безопасности движения выполнялась оценка уровня непогашенного ускорения на уровне буксы, при этом максимальное значение устанавливалось $1,5 \text{ м/с}^2$ при движении с включенной СПНК, и $1,0 \text{ м/с}^2$ при выключенной. Для оценки комфорта пассажиров использовался уровень непогашенного ускорения, действующего на пассажира, максимальная величина которого не должна превышать $0,7 \text{ м/с}^2$ [57].

3.2.3 Критерии «среднего» комфорта

Для оценки комфорта пассажиров в железнодорожном транспорте наибольшее распространение получили критерии, оценивающие комфорт на длительном промежутке времени, которые позволяют получить «усредненное» значение. Для моторвагонного подвижного состава в качестве критерия комфорта в отечественной нормативной документации применяются показатели плавности хода в вертикальном W_z и горизонтальном поперечном направлении W_y .

Показатели плавности хода определяются по зависимостям, приведенным в [89]:

– для вибраций, действующих в вертикальном направлении

$$W_z = 4,346\tilde{a}_k^3, \quad (3.5)$$

– для вибраций, действующих в горизонтальном поперечном направлении

$$W_y = 4,676\tilde{a}_k^3, \quad (3.6)$$

где \tilde{a}_k – среднее квадратическое значение скорректированного виброускорения в k -м диапазоне скорости движения, м/с^2 .

В соответствии с ГОСТ 33796-16 [89] измерение виброускорений для оценки плавности хода необходимо проводить на временном отрезке длиной не менее 200 с при движении по прямым участкам и участкам, имеющим кривые радиусом не менее 600 м. При этом общая длина участков для проведения испытаний на плавность хода электропоездов должна быть не менее 20 км. ГОСТ устанавливает контрольные точки для измерения виброускорений:

- на полу кузова над центрами масс тележек;
- в середине каждого из вагонов и кабине машиниста для головного вагона.

Особенностью показателя плавности хода является то, что он учитывает влияние ускорений на комфорт по каждому из направлений по отдельности.

В CEN 12299 для прямых участков пути предложено использовать критерий среднего комфорта, позволяющего оценивать одновременное влияние ускорений на комфорт пассажиров по всем направлениям. Данный метод основывается на измерении ускорений на 60 участках длиной в 5 секунд, с использованием частотных фильтров. После этого каждая запись проходит статистическую обработку с использованием 95 перцентиля. После подготовки исходных данных расчет коэффициента среднего комфорта производится по зависимости:

$$N_{MV} = 6 \cdot \sqrt{(a_{XP95}^{Wd})^2 + (a_{YP95}^{Wd})^2 + (a_{ZP95}^{Wb})^2}, \quad (3.7)$$

где a_X , a_Y , a_Z и – среднеквадратичные значения ускорений, измеренные в продольном, боковом и вертикальном направлении соответственно;

W_d – надстрочный индекс, описывающий тип взвешивающих функций в зависимости от направления вибраций, принимается в соответствии с [90];

95 – величина перцентиля, принимаемая при статистической обработке,

P – подстрочный индекс, описывающий точку измерения ускорения [90].

Все выше перечисленные критерии комфорта рассчитываются на основе ускорений, измеренных на полу. В CEN для уточнения параметра комфорта приведен критерий полного комфорта, который рассчитывается отдельно для стоящих

N_{VD} и сидящих пассажиров – N_{VA} . Для сидящих пассажиров измерения предлагается проводить в вертикальном и боковом направлении на сидении кресла, в продольном – на спинке. В целом, критерий полного комфорта является более усложнённым вариантом среднего комфорта и использует аналогичную методику измерений и фильтрации ускорений. Расчет полного комфорта осуществляется по зависимостям:

$$N_{VA} = 2 \cdot \sqrt{(a_{YA95}^{W_d})^2 + (a_{ZA95}^{W_b})^2} + 4 \cdot (a_{ZP95}^{W_b}) + 4 \cdot (a_{XD95}^{W_c}) \quad (3.8)$$

$$N_{VD} = 3 \cdot \sqrt{16 \cdot (a_{XP50}^{W_d})^2 + 4 \cdot (a_{YP50}^{W_d})^2 + (a_{ZP50}^{W_b})^2} + 5 \cdot (a_{YP95}^{W_d}) \quad (3.9)$$

где a_x, a_y, a_z и — среднеквадратичные значения ускорений, измеренные в продольном, боковом и вертикальном направлении соответственно;

W_d, W_b, W_c – надстрочный индекс, описывающий тип взвешивающих функций в зависимости от направления вибраций, принимается в соответствии с [90];

95, 50 – величина перцентиля, принимаемая при статистической обработке,

A, P, D – подстрочный индекс, описывающий точку измерения ускорения [90].

Градация уровня комфорта в соответствии со значениями критериев среднего и полного комфорта представлена в таблице 3.1

Таблица 3.1 – Шкала оценки уровня полного и среднего комфорта

Качественная оценка	Значение показателя
Очень комфортно	$N < 1$
Комфортно	$1 \leq N < 2$
Нет дискомфорта	$2 \leq N < 4$
Дискомфортно	$4 \leq N < 5$
Очень дискомфортно	$N \geq 5$

Для всех вышперечисленных критериев комфорта, основанных на измерении среднеквадратичных ускорений, можно выделить ряд недостатков:

– не учитываются явления, вызванные наклоном кузова в кривой, такие как скорость, ускорение поворота кузова, угловые рывки и толчки;

– замеры ускорений производятся для ряда временных участков, где доля участков с нарушениями комфорта, вследствие работы СПНК, очень мала и не оказывает существенного влияния на общее значение;

– использование 95 перцентилей в статистической обработке измеренных значений не позволяют оценить пиковые отклонения в переходных кривых во время наклона кузова.

Таким образом, показатели, основанные на измерении среднеквадратичных значений ускорений, не позволяют оценить уровень комфорта с учетом особенностей работы СПНК. Показатели плавности хода и среднего комфорта пассажиров предлагается использовать только для обоснования выбранных параметров системы наклона в совокупности с другими критериями.

3.2.4 Показатели комфорта в кривых участках пути

Критерии, позволяющие оценить комфорт пассажиров с учетом влияния различных случайных возмущений, в том числе и работы СПНК, отражены в европейском стандарте CEN 12299 [90]. В 2019 г. данные критерии комфорта были внесены в состав стандарта РЖД СТО 03.005-2019 [157].

В соответствии с [90, 157] для оценки процента пассажиров, испытывающих дискомфорт при движении в кривой с учетом работы СПНК, предлагается использовать показатель комфорта при прохождении кривой P_{CT} :

$$P_{CT} = (A \cdot |\dot{y}_{ls}|_{max} + B \cdot |\ddot{y}_{ls}|_{max} - C) + D \cdot \dot{\phi}_{ls max} \quad (3.10)$$

где \dot{y}_{ls} – боковое ускорение кузова, м/с²;

\ddot{y}_{ls} – скорость нарастания ускорения кузова в поперечном направлении, м/с³;

$\dot{\phi}_{ls}$ – скорость наклона кузова, рад/с;

A, B, C, D, E – постоянные, принимаемые в соответствии с [90].

На его основе можно проводить одновременную оценку влияния боковых и вращательных колебаний кузова на комфорт.

В работах японских специалистов [87] предложено использовать аналогичный критерий комфорта TC_T , рассчитываемый по зависимости

$$TC_T = a \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y} + c \cdot \dot{\phi} + d \cdot \ddot{\phi} + e, \quad (3.11)$$

где a, b, c, d, e – постоянные, принимаемые в соответствии с [87];

\ddot{y}, \dot{y} – боковое ускорение кузова и скорость его изменения, соответственно;

$\dot{\phi}, \ddot{\phi}$ – скорость и ускорение поворота кузова соответственно.

Значения показателя TC_T градуируются по четырехбалльной шкале в соответствии с таблицей 3.2

Таблица 3.2 – Шкала оценки уровня дискомфорта в кривой

Качественная оценка	Значение показателя
Легкий дискомфорт	1
Слабо раздражающий	2
Некомфортно, но приемлемый уровень	3
Очень дискомфортно, неприемлемый уровень	4

Таким образом по результатам анализа исследований в области воздействия СПНК на пассажиров и нормативной документации были выделены критерии оценки безопасности и комфорта. В качестве критериев безопасности принимались коэффициент запаса против вкатывания колеса на рельс K_{yc} и максимальные значения боковых сил отжатия рельса. Для оценки комфорта пассажиров были приняты непогашенное ускорение $a_{нт}$, показатели плавности хода в вертикальном W_z и поперечном горизонтальном направлении W_y , показатели среднего комфорта N_{MV} . Исходя из невозможности критериев усредненного комфорта в полной мере описать воздействие СПНК на пассажиров, в силу особенностей методики измерения

и обработки исходных данных для расчета, предлагается использовать показатель комфорта пассажиров при прохождении кривой P_{CT} . Данный показатель совместно с непогашенным ускорением, воздействующим на человека, использовался в качестве критерия для выбора значений параметров СПНК.

3.2.5 Показатели, описывающие болезнь укачивания

Анализ эксплуатации поездов с СПНК, проведенный в первом разделе диссертации указал на актуальность вопроса укачивания для подвижного состава подобного типа. Исследования распространения данного заболевания показали его зависимость от ряда факторов:

- физиологических показателей пассажиров;
- продолжительности воздействия;
- восприимчивости пассажира;
- от позы и положения пассажира в вагоне;
- прочих.

Для количественного прогнозирования заболеваемости на транспорте в международных стандартах приводится доза укачивания $MSDV_z$ [158], представляющая собой интегральную величину, учитывающая вибрационную энергию, воздействующую на человека за определенный промежуток времени:

$$MSDV_z = \sqrt{\int_0^t a_w^2(t) dt} \quad (3.12)$$

где a_w – частотно-взвешенное вертикальное ускорение, м/с²;

Расчет дозы укачивания производится для низкочастотных ускорений (менее 0,5 Гц), измеренных в вертикальном направлении.

По результатам исследований и испытаний [33] на основе дозы укачивания, рассчитанной на основе вертикальных ускорений, откорректированных фильтром W_f для прогнозирования процента пассажиров у которых может наблюдаться тошнота приведена зависимость:

$$MSDV_z(t) = k_{MSDV} \sqrt{\int_0^t a_{wf}^2(t) \cdot dt}, \quad (3.13)$$

где – $k_{MSDV} = 1/3$ – коэффициент для смешанного населения неадаптированных взрослых женщин и мужчин, у которых вероятнее всего будет наблюдаться эффект укачивания.

Для градации дозы укачивания от 0 – «я чувствую себя хорошо» до 3 – «я чувствую себя ужасно» введен рейтинг развития заболеваемости [33]:

$$IR(t) = \frac{MSDV_z(t)}{50}, \quad (3.14)$$

В работах по исследованию заболеваемости на подвижном составе [33,36] приводится математическая модель «чистой» дозы укачивания, которая позволяет учитывать время на появление эффекта укачивания и восстановление после него:

$$DN(t) = C_a \cdot \int_0^t A(\tau) \cdot e^{-C_L \cdot (\tau-t)} \cdot dt, \quad (3.15)$$

где $A(\tau)$ – математическое описание амплитуды колебаний в точке измерения на промежутке времени t ,

τ – время начала измерений,

C_a и C_L – постоянные, принимаемые в соответствии с [36].

По результатам регрессионного анализа на основе «чистой» дозы укачивания рассчитывается критерий укачивания NR , который для модели движения описывающей наклон кузова принимает следующий вид [33]:

$$NR = \beta_0 + (\beta_1 \cdot a_{y\ wf} + \beta_2 \cdot a_{rx\ wf}^2) \cdot \sqrt{t}, \quad (3.16)$$

где β_0, β_1 – коэффициенты, принимаемые в соответствии с моделью, описывающей движение [33];

$a_{y\ wf}, a_{rx\ wf}$ – среднеквадратичное частотно-взвешенное ускорение для горизонтального поперечного направления и вращения относительно продольной оси.

Для описания характера движения кузова при работающей СПНК использовалась математическая модель, построенная на боковых и вращательных ускорениях [33].

Значения критерия укачивания оценивались по шкале от 0 до 3, где 0 – «нет симптомов», 3 – «умеренная тошнота».

Обзор научных работ в области воздействия наклона кузова на пассажиров выявил проблемы укачивания. По результатам анализа нормативной документации и исследований были определены подходы к прогнозированию появления и развития болезни укачивания. Таким образом, для оценки воздействия СПНК на пассажиров критерии комфорта были дополнены показателями укачивания: «рейтингом заболеваемости» IR и чистой дозой укачивания NR .

3.2.6 Критерии, принятые в работе

По результатам анализа сформированы критерии, позволяющие оценить безопасность и комфорт пассажиров с учетом наклона кузова в эксплуатации. Предлагаемые критерии содержат подходы, предложенные в отечественной нормативной документации и дополненные параметрами, описывающими комфорт как на длительном промежутке времени с учетом положения пассажиров, так и кривых участках пути с учетом наклона кузова.

Для оценки влияния появления и развития болезни укачивания, характерной для поездов, оборудованных СПНК, предложено использовать критерии описывающие явление укачивания в том числе с учетом восстановления пассажиров.

Все критерии, принимаемые для оценки безопасности и комфорта пассажиров приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Критерии оценки безопасности и комфорта пассажиров

Показатель	Обозначение	Нормативное значение
Коэффициент запаса устойчивости против схода с рельсов	$K_{ус}$	не менее 1,4
Боковые силы, действующие на рельс	H	не более 100 кН
Непогашенное ускорение, действующее на уровне буксы	$a_{нп б}$	с выключенной СПНК не более 1 м/с ² ; с включенной СПНК не более 1,5 м/с ²
Непогашенное ускорение, действующее на человека	$a_{нп м}$	сидящий – не более 0,7 м/с ² ; стоящий – не более 1 м/с ² .
Показатель плавности хода в вертикальном и горизонтальном поперечном направлении	W_z W_y	не более 3,25
Коэффициент среднего комфорта	N_{MV}	качественный показатель
Показатель комфорта при прохождении кривой	$P_{СТ}$	качественный показатель
Рейтинг развития укачивания	$IR(t)$	качественный показатель
Чистая доза укачивания	NR	качественный показатель

Критерии, принятые в качестве основы предлагаемой методики для оценки безопасности и комфорта пассажиров вагонов с учетом влияния СПНК были апробированы в следующих работах [58, 141, 142, 149, 150, 154].

3.3 Обоснование использования компьютерных моделей антропометрических манекенов для оценки уровня комфорта пассажиров в вагонах, оборудованных системой принудительного наклона кузова

Анализ вышеперечисленных критериев комфорта показал, что все измерения, лежащие в основе показателей, производятся на кузове или элементах, жестко связанных с ними. При этом для большинства из них в вагоне располагается всего несколько контрольных точек, независимо от расположения пассажиров. С учетом вышесказанного можно сделать вывод о снижении точности прогнозирования комфорта ввиду несовершенства методики измерения.

Обзор современных исследований отечественных и зарубежных ученых в области анализа вибронегруженности оператора транспортного средства во время работы [159-161] позволил сделать вывод о перспективности использования математических моделей антропометрических манекенов для оценки динамических воздействий на человека в процессе эксплуатации транспортного средства.

В настоящее время существует значительное количество сертифицированных проблемно-ориентированных измерительных комплексов, работа которых основана на использовании антропометрических манекенов [162, 163]. Большая их часть ориентирована на анализ экстремальных воздействий на человека-оператора или пассажира транспортного средства в экстремальных аварийных ситуациях. Также часть антропометрических манекенов способны воспринимать воздействия в конкретных направлениях или адаптированы на узко специализированные сценарии динамического воздействия на них. Ряд конструкций приспособлены для проведения исследований на конкретных видах транспорта.

Кроме ориентированности на решение конкретных задач при выборе типа манекена для проведения исследования важным является степень обоснованности результатов, получаемых с их использованием. Данная проблема решается накоплением значительного опыта натурных исследований с использованием конкретного измерительного комплекса и объема результатов, верифицированных различными методами (по результатам реконструкции реальных аварийных ситуаций, путем

сравнения с натурными экспериментами на биологических объектах сходных с исследуемыми, установления соответствия полученных результатов данным аналитических исследований, основанных на классических законах механики) [163].

К измерительным комплексам, соответствующим указанным критериям, можно отнести оборудование, основанное на использовании антропометрических манекенов Dummy Hybrid, SID, BioSID, BioRID, THOR [164-166]. Серьезным недостатком использования подобных систем является их высокая стоимость, повреждаемость в экспериментах, что в конечном итоге приводит к невозможности их массового применения, в особенности для многофакторных поисковых экспериментов. Основной задачей становится подтверждение результатов, полученных иными методами, среди которых наиболее распространенным и перспективным является математическое моделирование нагруженности оператора, пассажира транспортного средства в эксплуатации. С этой целью создаются математические модели измерительных антропометрических комплексов. Степень их детализации и физические принципы построения зависят от специфики решаемых задач и имеющихся вычислительных ресурсов.

Принципиально их можно разделить на «упругие» и «абсолютно твердые» [163]. Первый тип моделей построен на использовании, в основном, метода конечных элементов, позволяет в полном объеме учитывать упругие свойства тканей человека и ориентирован в большей степени на решение физиологических задач травмирования человека в аварийных ситуациях. Применение подобных моделей требует значительных вычислительных мощностей, включая использование суперкомпьютеров, а также вынужденно приводят к необходимости сужения решаемой задачи до исследования нагруженности одного манекена или его части.

Во втором типе моделей манекен представляется в виде совокупности ограниченного количества абсолютно твердых тел, взаимодействие которых между собой и внешними препятствиями описывается с использованием специализированных контактных элементов. Подобные модели менее требовательны к вычислительным мощностям и позволяют решать задачи с использованием персональных компьютеров. Также важным достоинством подобных моделей является возмож-

ность их интегрирования в полномасштабные модели динамических процессов эксплуатации транспортных средств. «Экономичность» указанного типа моделей с точки зрения вычислительных мощностей позволяет интегрировать в расчетные схемы их в количестве большем одного. При этом опыт исследований с использованием подобных моделей показывает удовлетворительное соответствие получаемых результатов данным натурных экспериментов.

В связи с этим в работе для уточнения динамических воздействий на пассажиров подвижного состава, оборудованного СПНК целесообразно использовать твердотельные модели универсального антропометрического манекена.

Анализ конструкций и характеристик существующих в настоящее время измерительных комплексов показал, что с точки зрения универсальности, полноты учета факторов внешнего воздействия, а также объема данных о результатах проведенных с их использованием исследований (представленных в открытой печати) наиболее подходящим для задач, поставленных в данной работе, является комплекс, использующий антропометрический манекен Dummy Hybrid [167].

Данный измерительный комплекс имеет в своем составе целую линейку антропометрических манекенов. Позволяющих учитывать пол, возраст и антропометрические особенности тела человека. Геометрические и инерциальные характеристики составных частей манекенов получены по результатам обработки большого объема статистических медицинских данных.

Для решения задач настоящей работы целесообразно использовать наиболее универсальную модель, статистически соответствующую большому количеству пассажиров – модель манекена мужчины с антропометрическими характеристиками, соответствующими 50-му перцентилю.

Таким образом, в качестве инструмента для исследования динамических воздействий на пассажиров подвижного состава, оборудованного СПНК, в работе использована твердотельная модель манекена Dummy Hybrid, мужчины с антропометрическими параметрами, соответствующими 50-му перцентилю [167].

Модель сформирована на основе ранее разработанной твердотельной модели, описанной в [52, 168, 169] и представляет собой 16 абсолютно твердых тел,

масса которых приведена в таблице 3.4. Тела объединялись между собой вращательными шарнирами (рисунок 3.3). Ограничения, наложенные на шарниры, приведены в таблице 3.5. Взаимодействие твердых тел, формирующих модель манекена между собой и с окружающей средой, описывалось контактными силовыми элементами типа: «сфера-плоскость», «окружность-плоскость», «сфера-сфера», «точка-кривая» и «точка-цилиндр». Контактная и шарнирная жесткость в указанных элементах принималась в соответствии с рекомендациями [170, 171].











Активные реакции пассажиров на отклонения частей тела в модели манекена не учитывались ввиду высокой сложности описания физиологии указанных процессов.

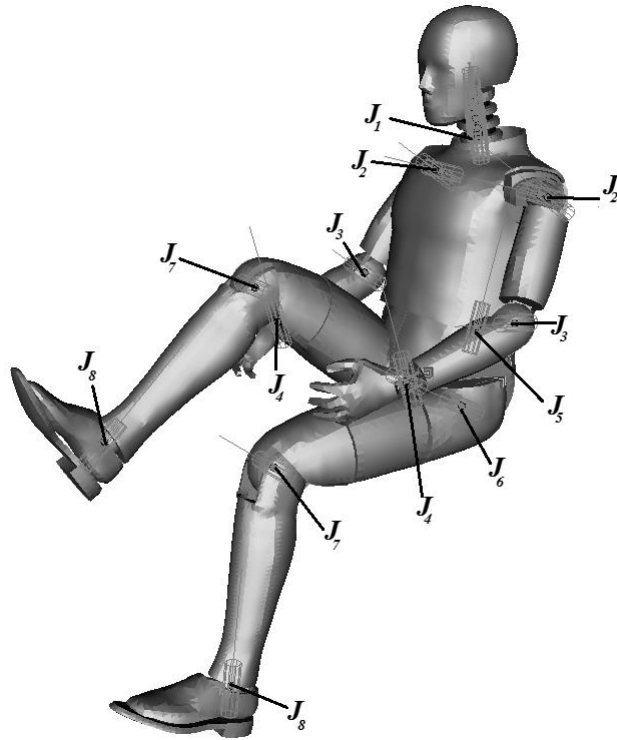
В работе рассматриваются две позы манекена: «сидя в кресле» и «стоя» рисунок 3.4. Характерные размеры манекена для указанных поз приведены в таблице 3.6.

Для размещения манекенов динамические модели вагонов дополнены соответствующими моделями кресел двух типов: кресло машиниста, кресло пассажира (рисунок 3.4). Для модели манекена в позе «стоя» дополнительно введен шарнир, описывающий взаимодействие кисти манекена с поручнем, расположенным на спинке кресла пассажира.

Динамическое воздействие на пассажира оценивалось в центре масс тела манекена, моделирующего верхнюю часть туловища.

Таблица 3.4 – Весовые характеристики твердых тел, формирующих модель манекена [172]

«Части манекена»		Вес, кг
Голова		4,54
Шея		1,54
Верхняя часть туловища		17,19
Нижняя часть туловища		23,04
Плечо		2,00
Предплечье		1,70
Кисть		0,57
Бедро		5,99
Голень		4,29
Стопа		1,16
Итого		77,7

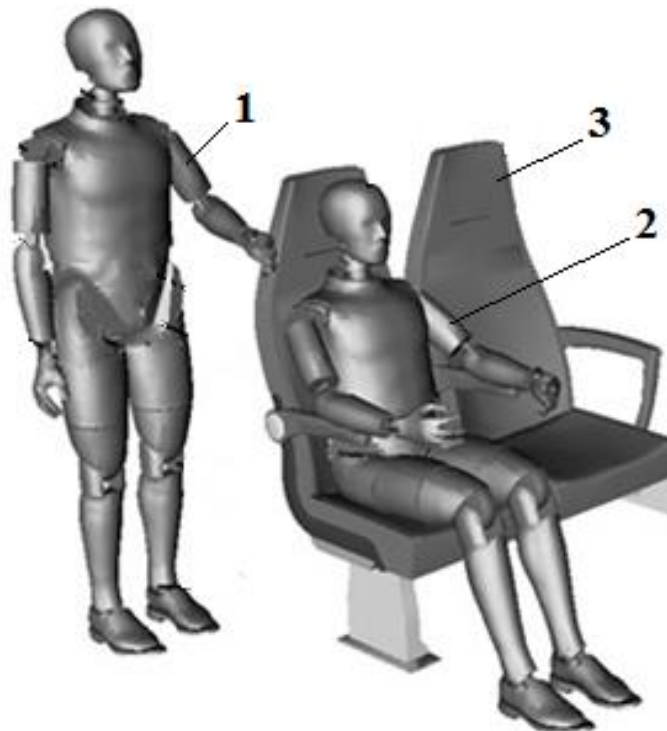


J_1 – шарниры, моделирующие шейный отдел позвоночника; J_2 – шарниры, моделирующие плечелопаточный сустав; J_3 – шарниры, моделирующие локтевой сустав; J_4 – шарниры, моделирующие лучезапястное сочленение; J_5 – шарнир, моделирующий поясничный отдел позвоночника; J_6 – шарниры, моделирующие тазобедренный сустав; J_7 – шарниры, моделирующие коленный сустав; J_8 – шарниры, моделирующие голеностопный сустав

Рисунок 3.3 – Схема размещения шарниров в модели манекена

Таблица 3.5 – Ограничения, наложенные на шарниры манекена [172]

Шарнир		Углы поворота		
		X, град.	Y, град.	Z, град.
Шейный отдел позвоночника	J_1	± 30	± 75	+70–60
Плечелопаточный сустав	J_2	± 90	± 50	± 95
Локтевой сустав	J_3	–	–	± 145
Лучезапястное сочленение	J_4	–	± 60	± 85
Поясничный отдел позвоночника	J_5	± 20	± 20	+90 – 20
Тазобедренный сустав	J_6	± 30	± 80	+50 – 120
Коленный сустав	J_7	–	–	+140
Голеностопный сустав	J_8	–	± 20	± 40



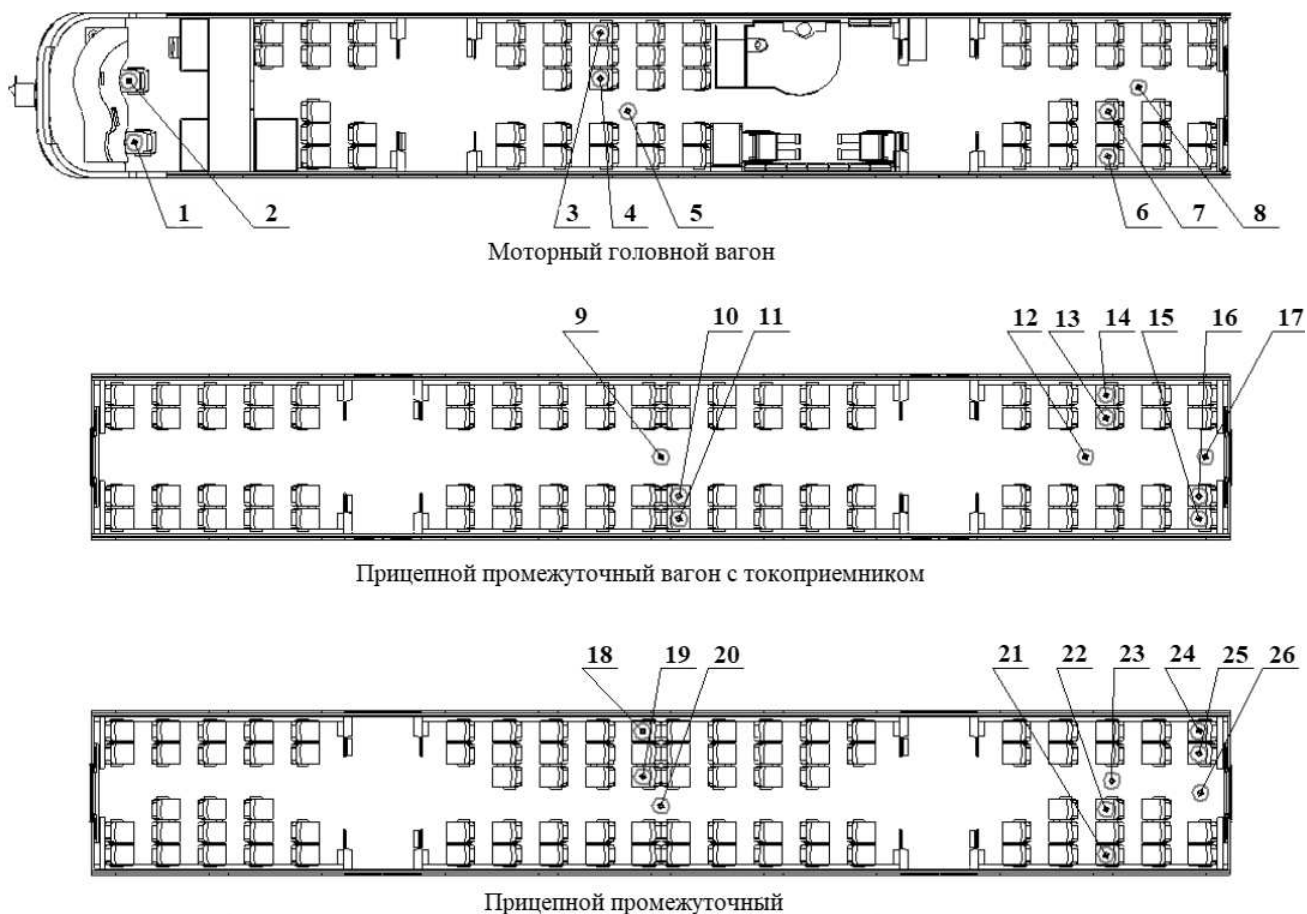
1 – модель манекена в позе «стоя»; 2 – модель манекена в позе «сидя в кресле»;
3 – твердотельная модель кресла пассажира

Рисунок 3.4 – Размещение моделей манекенов в вагоне

Таблица 3.6 – Характерные геометрические размеры модели манекена [172]

Характерный размер	мм
Окружность головы	597
Ширина головы	155
Высота головы	203
От плеча до локтя	334
От ягодиц до колена	592
Высота до колена	592
Высота в положении сидя	883
Высота в положении стоя	1753

При этом рассматриваются 26 позиций размещения манекенов в салоне железнодорожного состава (рисунок 3.5).



- 1, 2 – модели манекена в позе «сидя в кресле» машиниста и помощника;
 3, 6, 11, 14, 15, 18, 21, 24 – модели манекена в позе «сидя в кресле» пассажира у окна;
 4, 7, 10, 13, 16, 19, 22, 25 – модели манекена в позе «сидя в кресле» пассажира у междверельного прохода; 5, 8, 9, 12, 17, 20, 23, 26 – модели манекена в позе «стоя» в междверельном проходе

Рисунок 3.5 – Схема размещения моделей манекенов в вагонах

В работе проведена оценка динамических воздействий на пассажиров в рамках традиционного подхода, основанного на определении ускорений элементов интерьера вагона и с использованием предлагаемой методики, базирующейся на ускорениях, полученных в центре масс тела манекена, моделирующего верхнюю часть туловища.

Моделировалось движение модифицированной модели состава по реальным участкам пути, соответствующим натурным испытаниям, описанным в пункте 2.4. В качестве характерных участков пути рассматривались прямая, кривые радиусами

625 и 350 м, стрелочный перевод типа Р65 с крестовиной 1/11, параметры которых также приведены в пункте 2.4.

В результате моделирования определялись ускорения на уровне опорной поверхности соответствующих кресел для позиций 1-3, 4-7, 10-16, 18,19, 21, 22, 24, 25 (рисунок 3.5) и на уровне пола для позиций 5, 8, 9, 12, 17, 20, 23, 26. Также определялись ускорения, действующие в центре масс тела, моделирующего верхнюю часть туловища каждого из 26 манекенов.

На основе полученных ускорений произведен расчет показателей комфорта пассажиров: P_{CT} на основе зависимости (3.10), критерий укачивания NR на основе зависимости (3.16) и рейтинг развития заболеваемости $IR(t)$ на основе зависимости (3.14). Показатель P_{CT} рассчитан для всех позиций моделей манекенов, а показатели NR и $IR(t)$ только для манекенов в позиции сидя (для позиций 5, 8, 9, 12, 17, 20, 23, 26 расчет не проводился). Результаты расчета в виде «наихудших», с точки зрения комфорта пассажиров, для рассматриваемых режимов движения состава значений приведены в таблице 3.7. В числителе указаны величины, рассчитанные на основе ускорений, полученных в центре масс верхней части туловища манекенов, а в знаменателе на основе ускорений на уровне кресел и пола кабины машиниста и пассажирского салона.

Анализ полученных результатов (таблица 3.7) позволил сделать выводы о том, что результаты, рассчитанные на основе данных, полученных с использованием математических моделей антропометрического манекена, оказываются выше результатов, полученных на основе традиционной модели, описанной в п. 2.3. В частности, показатель уровня комфорта P_{CT} , полученный с использованием предложенной методики, максимально превышает данные, рассчитанные в рамках традиционного подхода:

- для манекенов в кабине машиниста поз. 1, 2 на 11,6%;
- для манекенов, расположенных в позе «сидя в кресле», у окна поз.3, 6, 11, 14, 15, 18, 21, 24 на 13,3%;

Таблица 3.7 – Значения показателей уровня комфорта пассажиров

Номер манекена	P _{ст}	NR	IR(t)
1	22,1/19,5	1,54/1,35	0,973/0,865
2	21,6/19,3	1,49/1,34	0,964/0,864
3	19,6/17,6	1,33/1,21	0,893/0,795
4	19,2/17,5	1,36/1,24	0,889/0,810
5	38,7/33,6	-	-
6	19,1/16,7	1,43/1,26	0,836/0,736
7	18,7/16,5	1,4/1,22	0,826/0,731
8	38,9/32,2	-	-
9	37,5/32,2	-	-
10	17,7/16,0	1,36/1,22	0,994/0,897
11	17,9/16,1	1,4/1,23	0,996/0,876
12	38,8/32,4	-	-
13	19,3/17,3	1,43/1,29	0,896/0,806
14	19,5/17,4	1,48/1,31	0,908/0,818
15	20,9/18,1	1,51/1,32	0,921/0,810
16	20,7/18,3	1,49/1,31	0,918/0,824
17	40,2/32,9	-	-
18	17,8/15,9	1,31/1,18	0,867/0,788
19	17,4/15,7	1,28/1,17	0,851/0,775
20	36,9/31,6	-	-
21	18,9/16,7	1,44/1,29	0,859/0,768
22	18,6/16,6	1,38/1,22	0,851/0,754
23	39,0/32,6	-	-
24	18,1/12,9	1,47/1,26	0,946/0,825
25	18,3/11,2	1,44/1,24	0,938/0,819
26	33,8/17,9	-	-

Примечание: в числителе – на основе данных, измеренных на моделях манекенов, в знаменателе – на элементах интерьера вагонов

– для манекенов, расположенных в позе «сидя в кресле», у междверного прохода поз. 4, 7, 10, 13, 16, 19, 22, 25 на 11,8%;

– для манекенов в позе «стоя» в междверном проходе поз. 5, 8, 9, 12, 17, 20, 23, 26 на 18,2 %.

Критерий укачивания NR полученный с использованием предложенной методики максимально превышает данные, рассчитанные в рамках традиционного подхода:

- для манекенов в кабине машиниста на 12,1%;
- для манекенов, расположенных в позе «сидя в кресле», у окна на 14,3%;
- для манекенов, расположенных в позе «сидя в кресле», у межкаресельного прохода на 13,2%.

Рейтинг развития заболеваемости $IR(t)$, полученный с использованием предложенной методики, максимально превышает данные, рассчитанные в рамках традиционного подхода:

- для манекенов в кабине машиниста на 11,1%;
- для манекенов, расположенных в позе «сидя в кресле», у окна на 12,8%;
- для манекенов, расположенных в позе «сидя в кресле», у межкаресельного прохода на 12,7%.

Результат, полученный от использования в методике моделей антропометрических манекенов для всех критериев оценки уровня комфорта пассажиров, идет в запас «уровня комфорта». При этом наибольший эффект наблюдается для манекенов в позе «стоя». Для манекенов в позе «сидя» наибольший эффект можно отметить для позиций у окон вагона. Сравнение результатов для позиций в консольных частях вагонов и в середине указывает на больший эффект для позиций в консольных частях.

Обобщая совокупность полученных результатов можно сделать вывод о целесообразности применения математических моделей антропометрических манекенов при анализе уровня комфорта пассажиров, подвижного состава, оборудованного СПНК. Эффект от использования моделей антропометрических манекенов достигает 18,2%.

3.4 Выводы по разделу 3

1 Исходя из принципа обеспечения возможности наклона кузова с минимальными изменениями экипажной части электропоезда ЭС2Г показана целесообразность применения для наклона кузовов активной системы с пневматическим или электропневматическим приводом. Предложена принципиальная схема наклона кузова, основанная на управлении опорным уровнем пневморессор.

2 Для предложенной принципиальной схемы выполнено обоснование достаточности трех параметров (угла наклона, скорости наклона, временных задержек в системе управления) для описания работы СПНК и оценки ее влияния на безопасность движения и комфорт пассажиров.

3 Разработаны общие принципы алгоритма реализации СПНК в проблемно-ориентированной компьютерной модели движения вагонов в составе электропоезда, позволяющая изменять давление в пневморессоре для обеспечения необходимого угла наклона с заданными скоростями.

4 Выполнен анализ и обоснование критериев оценки безопасности движения и комфорта пассажиров в поездах, оборудованных СПНК. Показано, что для оценки комфорта пассажиров с учетом влияния работы СПНК нормативных показателей плавности хода и усредненного комфорта недостаточно. Целесообразно дополнять их критериями комфорта пассажиров в кривых участках пути, непогашенным ускорением, действующим на человека, и показателями развития болезни укачивания. Нормативные показатели усредненного комфорта рекомендуется использовать на этапе подтверждения выбранных значений параметров СПНК. Для оценки безопасности необходимо использовать нормативные показатели в системе «колесо-рельс»: коэффициент запаса устойчивости, боковые силы, непогашенное ускорение на уровне буксы.

5 Разработана методика оценки комфорта пассажиров, основанная на использовании антропометрических манекенов, рекомендована схема размещения манекенов по салонам рассматриваемых вагонов. Показано, что использование антропометрических манекенов позволяет проводить оценку комфорта с учетом размещения и положения пассажиров и повысить точность прогнозирования до 18 процентов.

4 ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО НАКЛОНА КУЗОВА

4.1 Выбор рациональных значений параметров системы принудительного наклона кузова на основании данных комфорта пассажиров и динамической нагруженности поезда

4.1.1 Методика определения значений рациональных параметров системы наклона кузовов вагонов при движении на существующих путях

Как было показано в разделе 3 основными параметрами СПНК, оказывающими влияние на безопасность движения и комфорт пассажиров, являются:

- угол наклона кузова;
- скорость наклона кузова;
- задержки во времени в системе управления наклоном кузова.

Выбранные параметры позволяют полностью описать воздействие системы наклона кузова на динамические параметры вагонов и комфорт пассажиров. Основной задачей данного раздела работы является выбор значений предложенных параметров системы наклона кузова, которые бы позволили обеспечить безопасность и комфорт пассажиров при повышенных скоростях движения вагонов в кривых участках пути существующих линий.

Определение рациональных значений параметров системы наклона кузова осуществлялось в несколько этапов на основе многовариантного моделирования движения вагонов в составе электропоезда. В соответствии с методикой [141] на первом этапе определялось значение угла наклона кузова. Так как от угла наклона кузова зависит величина смещения центра тяжести кузова, уровень компенсации ускорений и вертикальных усилий, то его значение выбиралось на основе критериев безопасности, дополненных показателями динамики, полученных при движении в кривой постоянного радиуса. По результатам определялись зависимости

определяемых параметров от угла наклона кузова, скорости движения и радиуса кривой, которые менялись с заданным шагом в соответствии с рисунком 4.1.



Рисунок 4.1 – Методика определения рациональных параметров СПНК

На втором этапе рассматривалось влияние скорости наклона кузова на критерии комфорта пассажиров в кривых участках пути, дополненных показателями развития болезни укачивания, при движении вагонов в составе электропоезда в переходных кривых.

На третьем этапе, на основании данных о рациональном угле наклона и скорости наклона кузова рассчитывались рекомендуемые временные задержки в системе управления наклоном кузова.

Анализ подвижного состава, оборудованного СПНК, показал, что наибольшую эффективность для повышения скоростей движения наклон кузова обеспечивает в кривых малого радиуса. В соответствии с этим определение параметров системы наклона кузова осуществлялось для типовых кривых радиусом от 350 до 1000 м. Микронеровности пути соответствовали принятым во второй главе данной работы. Длины переходных кривых принимались в соответствии с [173] для особо-грузонапряженных линий. Параметры типовых кривых указаны в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Параметры типовых кривых

Параметр	Радиус кривой, м						
	350	400	500	600	700	800	1000
Длина прямого участка, м	50	50	50	50	50	50	50
Длина переходной кривой, м	100	120	120	130	140	140	120
Длина основной кривой, м	500	600	600	700	700	800	800
Возвышение наружного рельса, мм	130	130	130	130	130	130	130
Общая длина кривой, м	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000

Исследование зависимости показателей безопасности и комфорта от параметров СПНК осуществлялось со скоростями от 20 км/ч до максимальных значений на рассматриваемом участке. Максимальные скорости движения в кривых с активной СПНК, рассчитывались на основе допускаемых для стандартного подвижного состава ЭС2Г, приведенных в [174], путем увеличения на 10 – 20%. Такой подход обусловлен анализом допускаемых скоростей движения электропоезда

«Аллегро» с включенной и выключенной СПНК, как наиболее близкий по принципу наклона кузова подвижной состав, эксплуатирующийся на сети железных дорог РФ. Максимальные скорости движения вагонов в составе электропоезда для различных режимов движения представлены в таблице 4.2

Таблица 4.2 – Максимальные скорости прохождения кривых для разных режимов движения

Максимальная скорость прохождения кривой в режиме СПНК:	Радиус кривых, м						
	350	400	500	600	700	800	1000
выключена, км/ч	85	95	105	115	125	130	145
включена, км/ч	95	110	120	130	140	150	160

Критерии оценки безопасности и комфорта пассажиров в соответствии с этапами выбора значений рациональных параметров СПНК представлены в таблице 4.3

Таблица 4.3 – Критерии оценки безопасности и комфорта пассажиров в соответствии с этапами выбора значений рациональных параметров СПНК

Показатель	Обозначение	Точка измерений	Этап
Коэффициент запаса устойчивости против схода с рельсов	$K_{ус}$	система «колесо-рельс»	Этап обоснования рационального угла наклона кузова
Боковые силы, действующие на рельс	H	система «колесо-рельс»	
Непогашенное ускорение, действующее на уровне буксы	$a_{нп б}$	букса	
Вертикальные ускорения	a_z	пол кузова	
Горизонтальные ускорения	a_y	пол кузова	Этап обоснования выбранных значений параметров СПНК
Коэффициенты динамики подрессоренных масс	$ПД_1$	первая ступень подвешивания	
Рамные силы	H_p	система «колесо-рельс»	
Непогашенное ускорение, действующее на человека	$a_{нп м}$	модель манекена	

Окончание таблицы 4.3

Показатель	Обозначение	Точка измерений	Этап
Показатель комфорта при прохождении кривой	P_{CT}	модель манекена	Этап обоснования рациональной скорости наклона кузова
Чистая доза укачивания	NR	модель манекена	
Показатель плавности хода в вертикальном и горизонтальном поперечном направлении	W_z W_y	пол кузова	Этап обоснования выбранных значений параметров СПНК
Коэффициент среднего комфорта	N_{MV}	пол кузова	
Рейтинг развития укачивания	$IR(t)$	модель манекена	

При построении зависимости рассматриваемых показателей от параметров СПНК оценивались максимально зарегистрированные значения, полученные по результатам моделирования всех вагонов, независимо от их расположения в составе.

Таким образом, разработана методика определения рациональных значений параметров СПНК, основанная на многовариантном моделировании движения вагонов с наклоном кузова по существующим участкам пути, с общим количеством численных экспериментов 535, во время которых было получено более 3000 зависимостей показателей динамики от параметров системы наклона кузова.

4.1.2 Выбор значений рационального угла наклона кузова

На первом этапе определялись динамические параметры, характеризующие безопасность и комфорт пассажиров.

В качестве примера на рисунках 4.2-4.9 представлены зависимости влияния угла наклона кузова на величину боковых сил и непогашенного ускорения при движении в типовых кривых с рассматриваемыми скоростями.

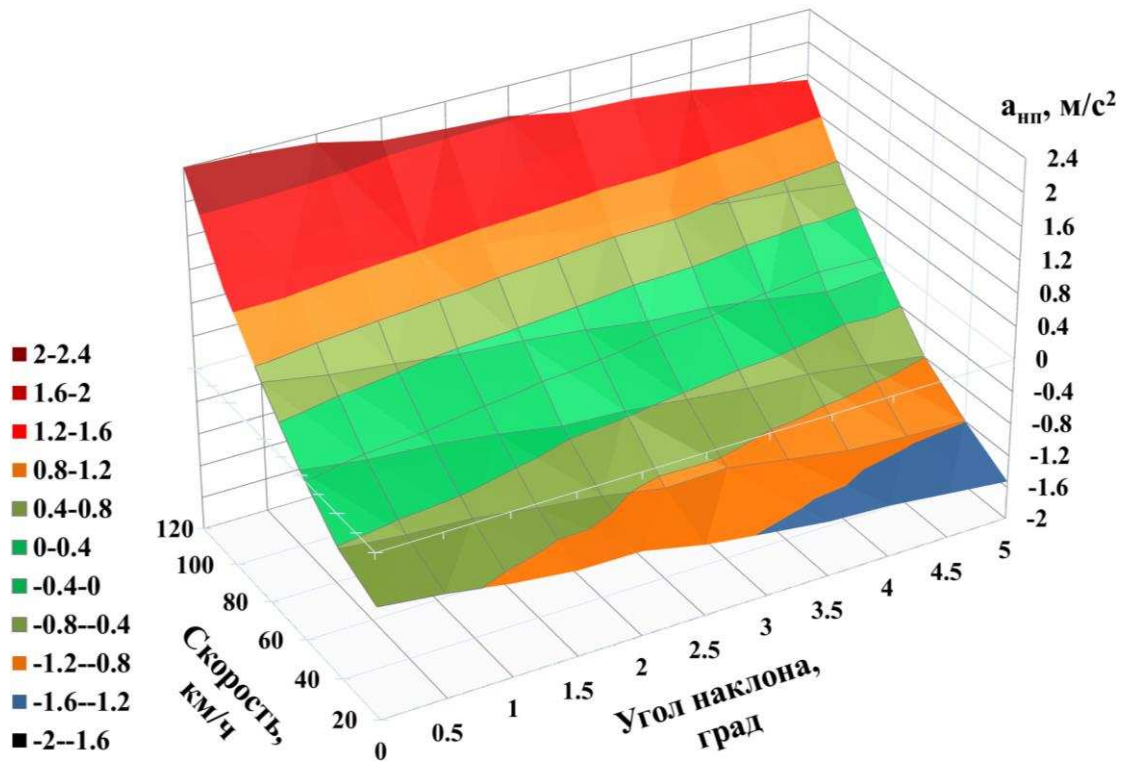


Рисунок 4.2 – Зависимость непогашенного ускорения от скорости движения и угла наклона кузова в кривой радиусом 350 м

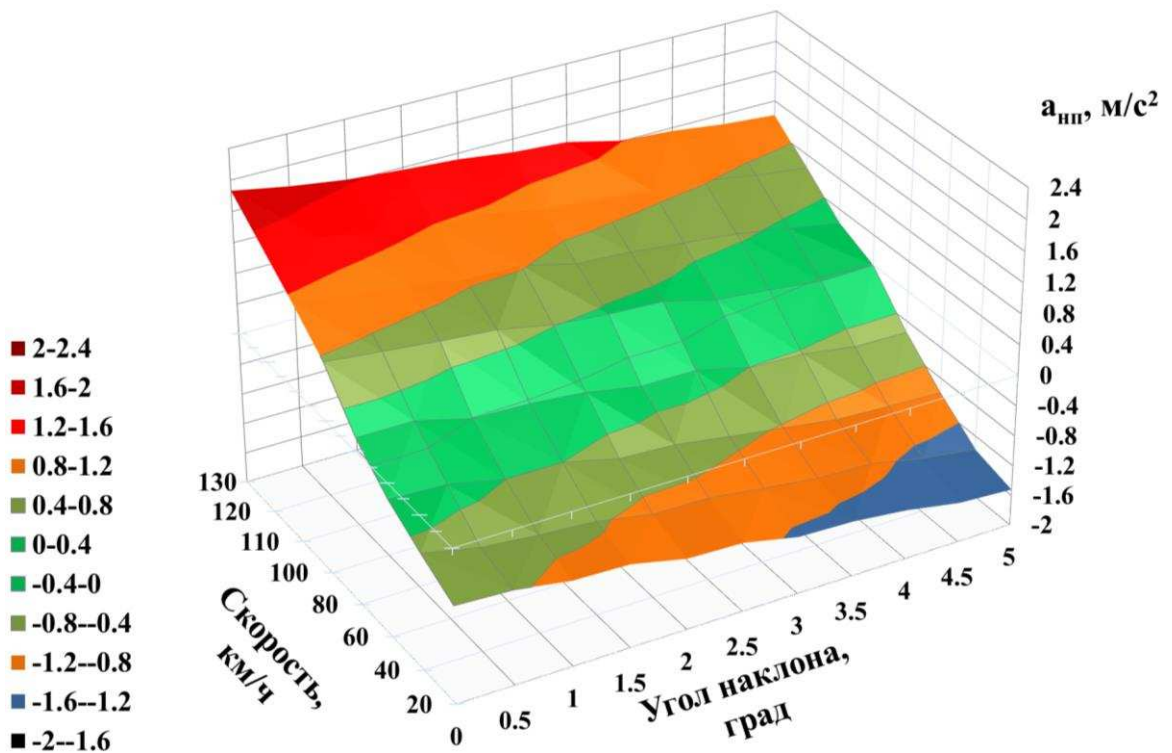


Рисунок 4.3 – Зависимость непогашенного ускорения от скорости движения и угла наклона кузова в кривой радиусом 500 м

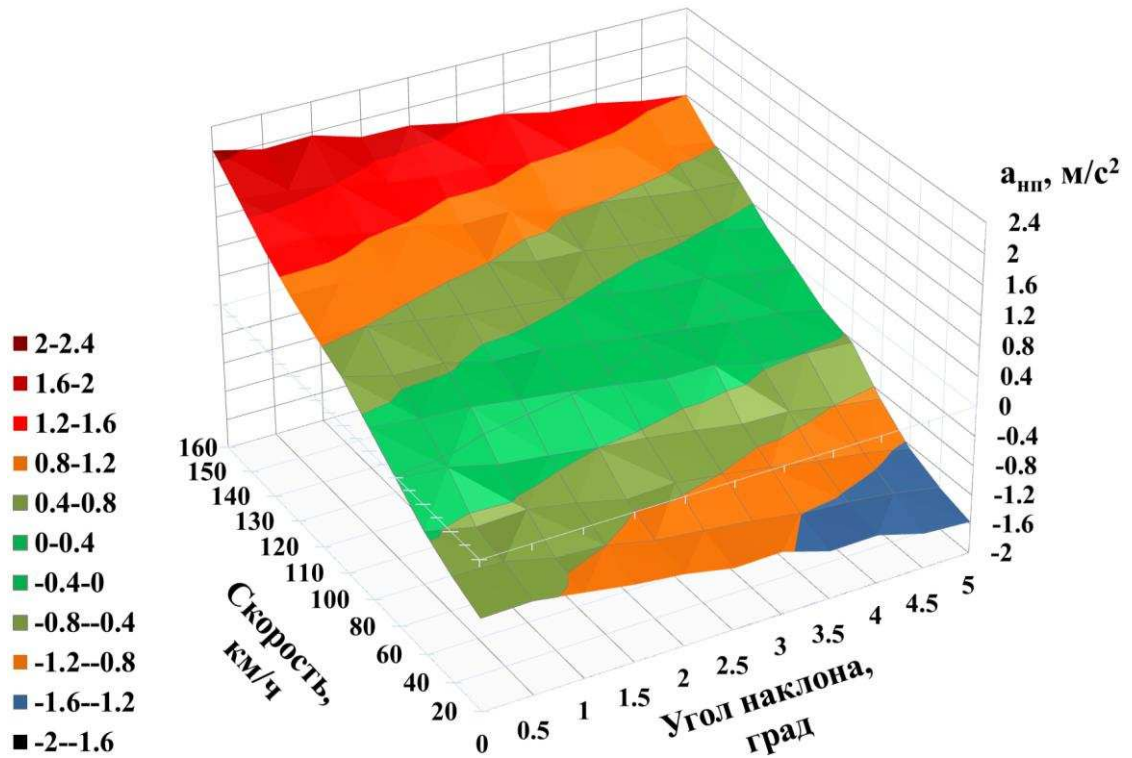


Рисунок 4.4 – Зависимость непогашенного ускорения от скорости движения и угла наклона кузова в кривой радиусом 700 м

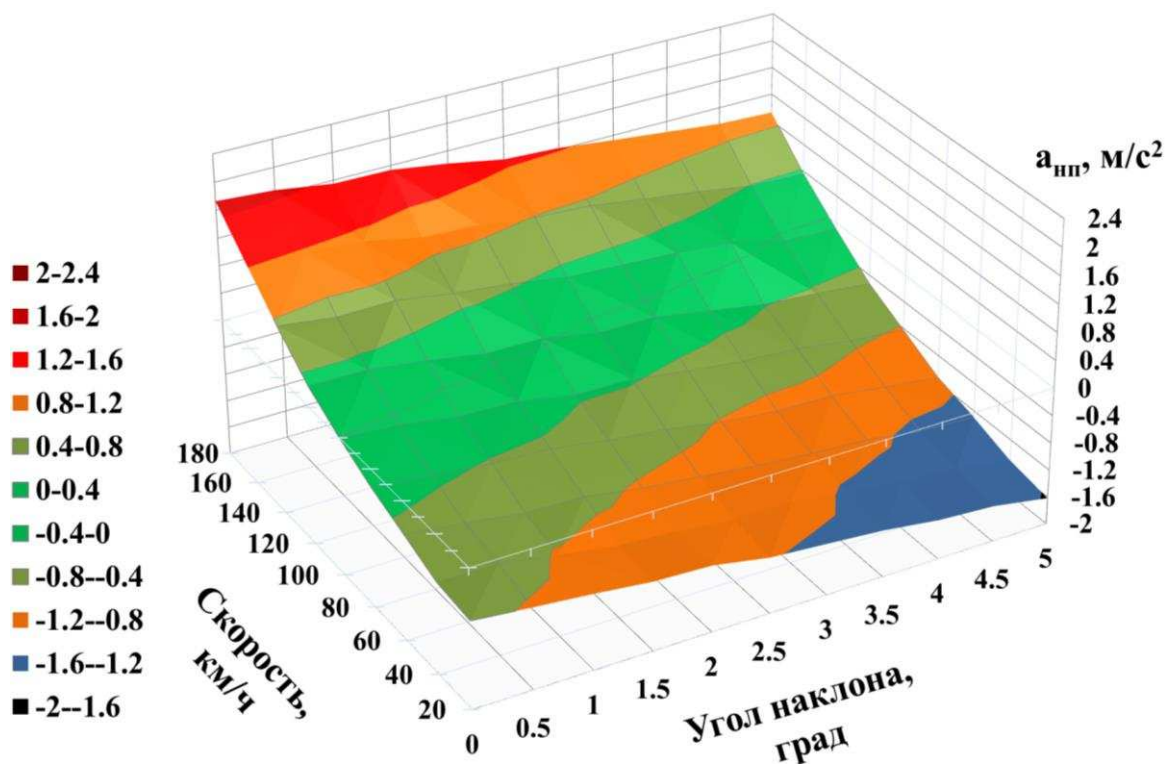


Рисунок 4.5 – Зависимость непогашенного ускорения от скорости движения и угла наклона кузова в кривой радиусом 1000 м

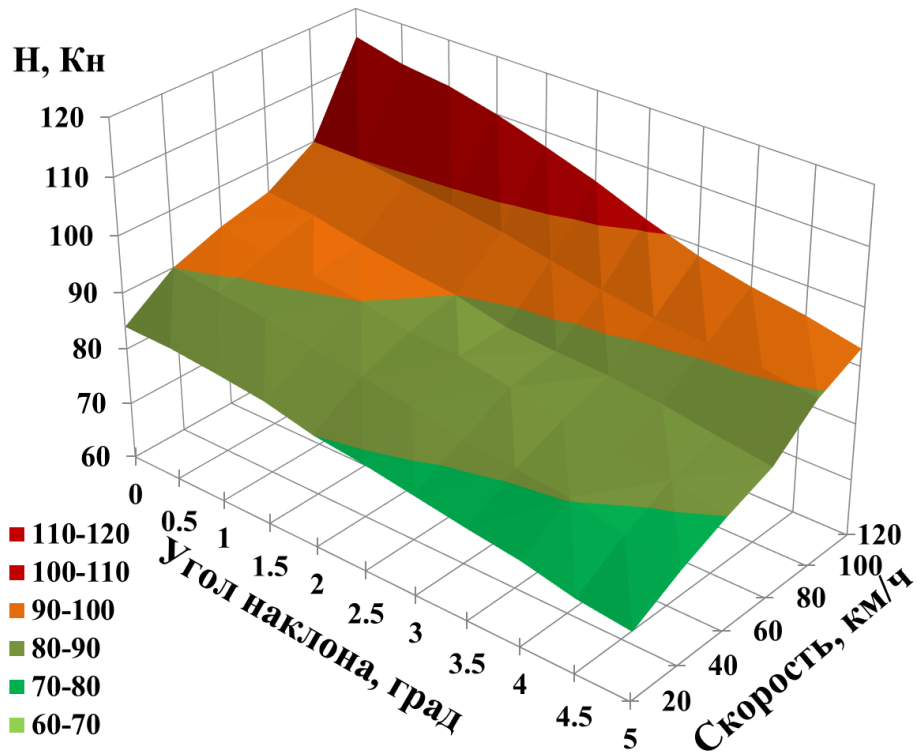


Рисунок 4.6 – Зависимость боковых сил отжатия рельса от скорости движения и угла наклона кузова в кривой радиусом 350 м

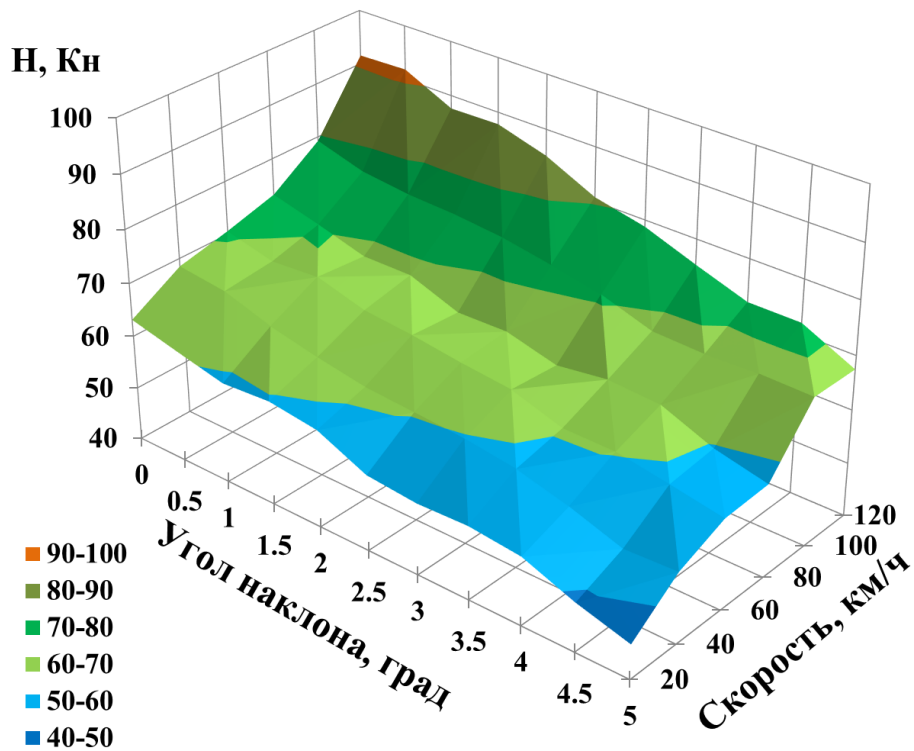


Рисунок 4.7 – Зависимость боковых сил отжатия рельса от скорости движения и угла наклона кузова в кривой радиусом 500 м

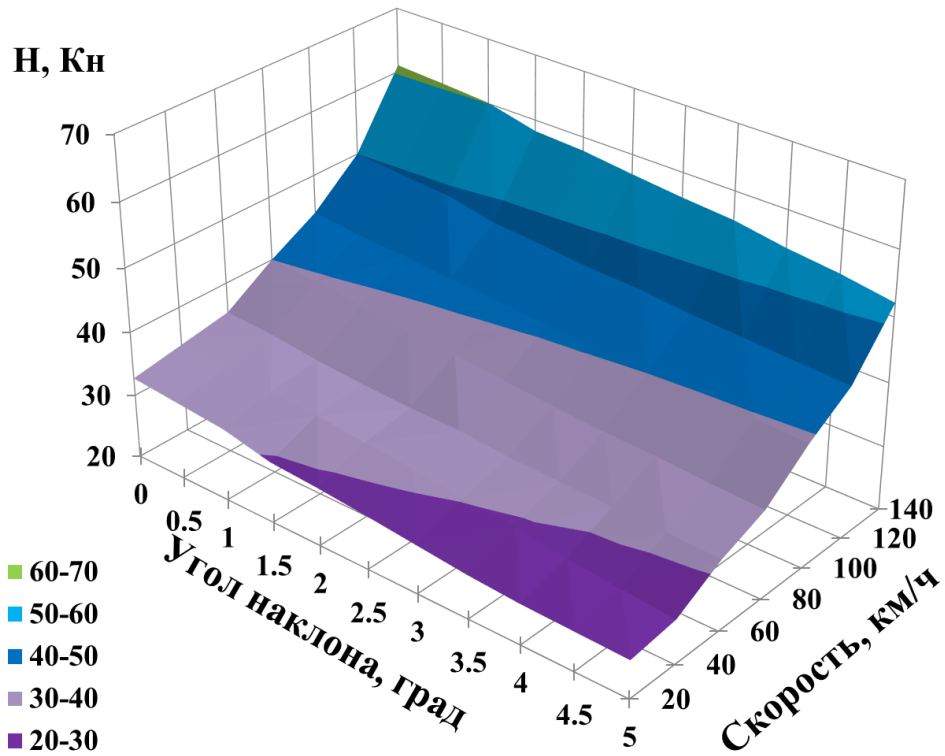


Рисунок 4.8 – Зависимость боковых сил отжатия рельса от скорости движения и угла наклона кузова в кривой радиусом 700 м

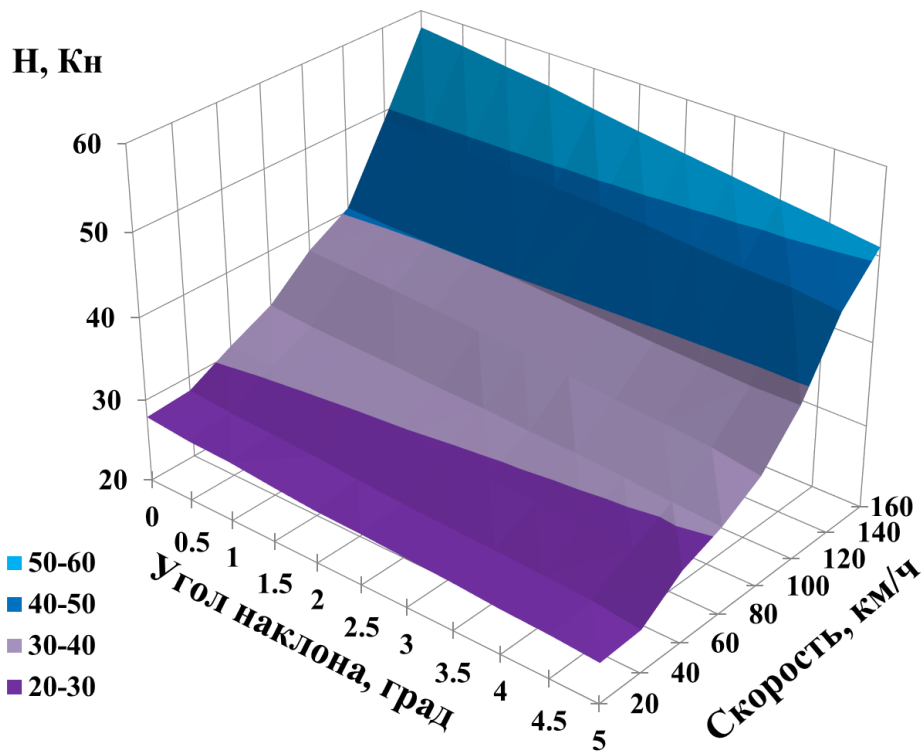


Рисунок 4.9 – Зависимость боковых сил отжатия рельса от скорости движения и угла наклона кузова в кривой радиусом 1000 м

Анализ результатов моделирования движения вагонов в составе электропоезда по криволинейным участкам пути постоянного радиуса с различными скоростями показал, что наклон кузова вагона приводит к существенным изменениям значений динамических параметров.

Боковые силы отжатия рельса

С увеличением скорости движения в кривых участках пути наблюдается повышение сил отжатия наружного рельса с резким скачком при скоростях движения близких к максимальным, общее увеличение на рассматриваемом диапазоне скоростей достигает 50,2%. С уменьшением радиуса кривой наблюдается увеличение боковых сил отжатия рельса, для кривых радиусом 350 и 400 метров наблюдается превышение критериальных значений (таблица 3.3) на 10-15%. С увеличением радиуса кривой значения боковых сил удовлетворяют требованиям ГОСТ Р 55050.

С введением угла наклона кузова наблюдается снижение значений сил отжатия рельса, максимальное понижение составляет 28,2% для кривой радиусом 500м. Наклон кузова позволяет обеспечить прохождение рассматриваемых участков пути с повышенными скоростями без превышения предельных значений показателя.

Вертикальные ускорения

Значения вертикальных ускорений диапазоне непогашенного ускорения до $0,3 \text{ м/с}^2$ изменялись незначительно, с увеличением уровня непогашенного ускорения наблюдался значительный рост максимальных значений. В кривых малого радиуса величины вертикальных ускорений достигали 78,9% от допускаемых значений.

Наклон кузова приводит к незначительному повышению вертикальных ускорений, при этом максимально зарегистрированные значения вертикальных ускорений повысились до 11%, достигая 89,3% от уровня допускаемых значений в рассматриваемом диапазоне скоростей.

Поперечные горизонтальные ускорения

Для поперечных горизонтальных ускорений на всех рассматриваемых кривых наблюдалось увеличение значений при повышении скоростей движения, при этом выполнение критериальных показателей обеспечивалось вплоть до скоростей

движения, обеспечивающих реализацию непогашенного ускорения кузова $0.9 - 0.95 \text{ м/с}^2$. В кривых малого радиуса при движении с максимальными скоростями выявлено превышение допустимых значений с максимальным отклонением на 6%.

Введение наклона кузова наклона кузова позволяет добиться значительного снижения непогашенного поперечного ускорения до 60,7 %, обеспечивая соответствие критериальным значениям при прохождении кривых с повышенными скоростями.

Коэффициенты динамики

Наблюдалось увеличение значений коэффициентов динамики подрессоренных масс вагона с ростом скоростей движения в кривых участках, достигающее 72,8 % от критериальных значений.

Наклон кузова приводил к увеличению максимальных значений коэффициентов динамики на 10-16%, не превышая уровень допустимых значений.

Рамные силы

Значения рамных сил увеличивались для всех рассматриваемых кривых показывали с ростом скорости движения, при этом для кривых малого радиуса изменений значений носило более резкий характер. Максимально выявленные значения рамных сил достигали 70 % уровня допустимого значения.

С введением наклона кузова наблюдалось снижение значений рамных сил, достигающее 12-18% при движении в кривых с повышенными скоростями.

Непогашенное ускорение

Для непогашенных ускорений, измеренных на уровне кузова, с ростом скоростей движения наблюдалось увеличение значений непогашенного ускорения, с резким увеличением в зоне максимальных и близких к ним скоростей движения. Максимально зарегистрированные значения непогашенного ускорения превышали уровень критериальных значений на 64,3 %.

Введение наклона кузова позволило компенсировать действие положительного непогашенного ускорения на величину до 87% от максимально зарегистриро-

ванных значений, обеспечивая прохождение кривых участков пути с повышенными скоростями. Максимальный наклон кузова позволяет повысить равновесную скорость движения от 20 до 32% в зависимости от радиуса кривой.

Для непогашенного ускорения, действующего на уровне буксы, зависимости значений от скорости и радиуса кривой носили характер, который качественно совпадает с результатами аналитического расчета [175], при этом количественное расхождение не превышало 17,6 %. Максимально зарегистрированные в ходе моделирования непогашенные ускорения составили не более 92,6 % от допускаемых значений, согласно таблице 3.3. Введение угла наклона не оказывало существенного влияния на уровень непогашенного ускорения, измеренного на уровне буксы.

Коэффициент запаса устойчивости против схода с рельсов

Минимальное значение коэффициента запаса устойчивости наблюдалось в кривых малого радиуса при движении с повышенными скоростями, при этом минимально зарегистрированный показатель составил 1,53. С увеличением радиуса кривых, минимальное значение показателя увеличивается до 2,43.

С введением угла наклона кузова наблюдался рост значений коэффициента запаса устойчивости с увеличением минимальных значений до 83%.

По результатам анализа данных можно сделать вывод о положительном влиянии наклона кузова на рассмотренные показатели динамики за исключением вертикальных ускорений и коэффициентов динамики подрессоренных масс. Рост этих показателей с увеличением наклона кузова обусловлен перераспределением вертикальных нагрузок от колес вагонов на рельсы под воздействием центробежных сил при движении в кривых с положительными непогашенными ускорениями.

Увеличение угла наклона кузова внутрь кривой позволило снизить уровень непогашенного ускорения, действующего на человека, что в общем случае положительно сказывается на комфорте пассажиров. По результатам исследований [33], для поездов, оборудованных СПНК, во избежание появления укачивания пассажиров рекомендуют поддерживать положительное непогашенное ускорение на ошутимом для пассажиров уровне – не менее 0,3 -0,4 м/с².

Таким образом, при выборе рационального угла наклона минимальное значение угла наклона лимитировалось боковыми силами отжатия наружного рельса, поперечными горизонтальными ускорениями, рамными силами, максимальными значениями непогашенного ускорения. Максимальный угол наклона ограничивался достижением критерияльных значений коэффициентов динамики, вертикального ускорения кузова, минимальные значения непогашенного ускорения – $\varphi_{max} \leq f(\Pi Д_1, a_z, a_{нт_min})$. По результатам анализа динамических показателей вагонов при движении в кривых постоянного радиуса составлена зависимость рационального угла наклона кузова от скорости движения и радиуса кривой, представленная на рисунке 4.10.

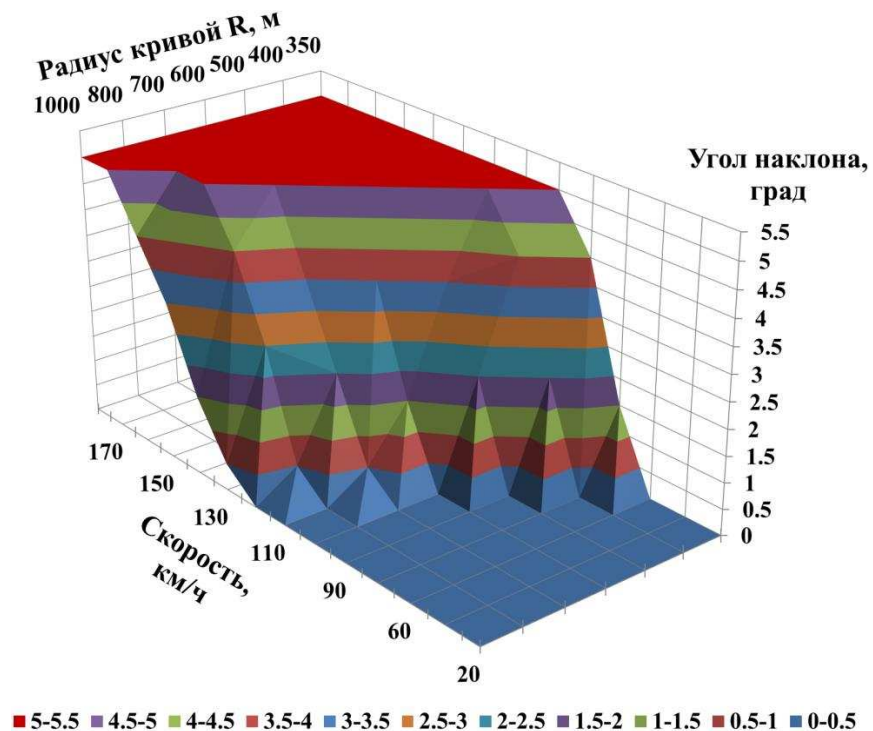


Рисунок 4.10 – Зависимость рационального угла наклона кузова от радиуса кривой и скорости движения вагонов

Значения рационального угла наклона кузова использовались в качестве исходных данных для определения рациональной скорости наклона кузова и расчете допустимых временных задержек в системе управления наклоном кузова.

4.1.3 Выбор рациональной скорости наклона кузова

На следующем этапе, в соответствии с предлагаемой методикой, определялась рациональная скорость наклона кузова. Для этого аналогично первому этапу осуществлялось многовариантное моделирование движения электропоезда по неровностям пути, в качестве изменяемых параметров выступали радиус кривой и скорость наклона кузова. В качестве критериальных параметров в соответствии с таблицей 4.3 использовались показатели комфорта для стоящих и сидящих пассажиров при прохождении кривой и чистая доза укачивания.

По результатам статистической обработки данных моделирования, получены зависимости показателей дискомфорта и укачивания пассажиров от скорости наклона кузова и радиусов кривых, представленные на рисунках 4.11 – 4.13.

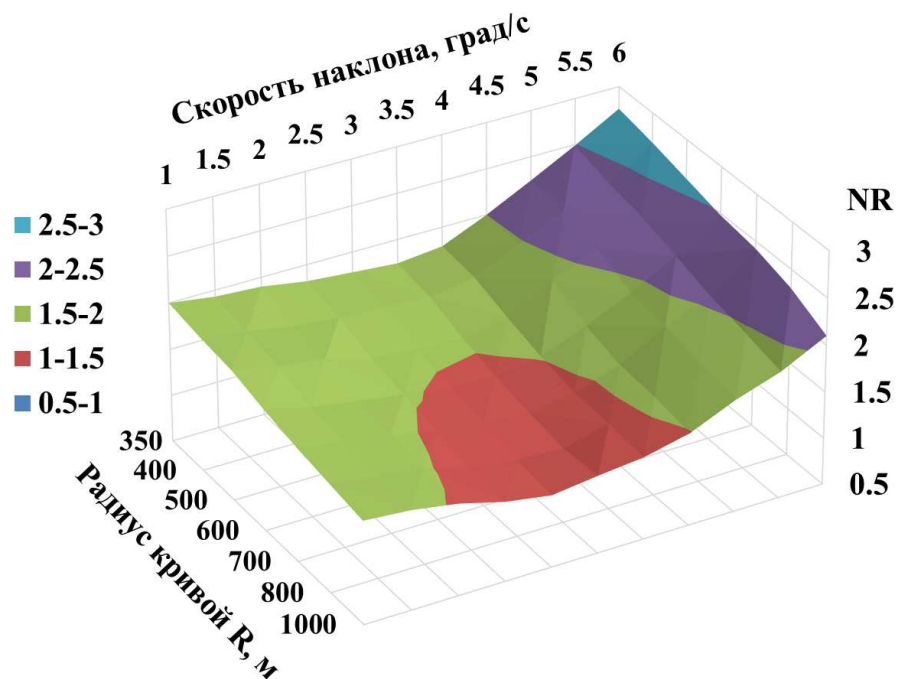


Рисунок 4.11 – Зависимость чистой дозы укачивания от радиуса кривой и скорости наклона кузова электропоезда

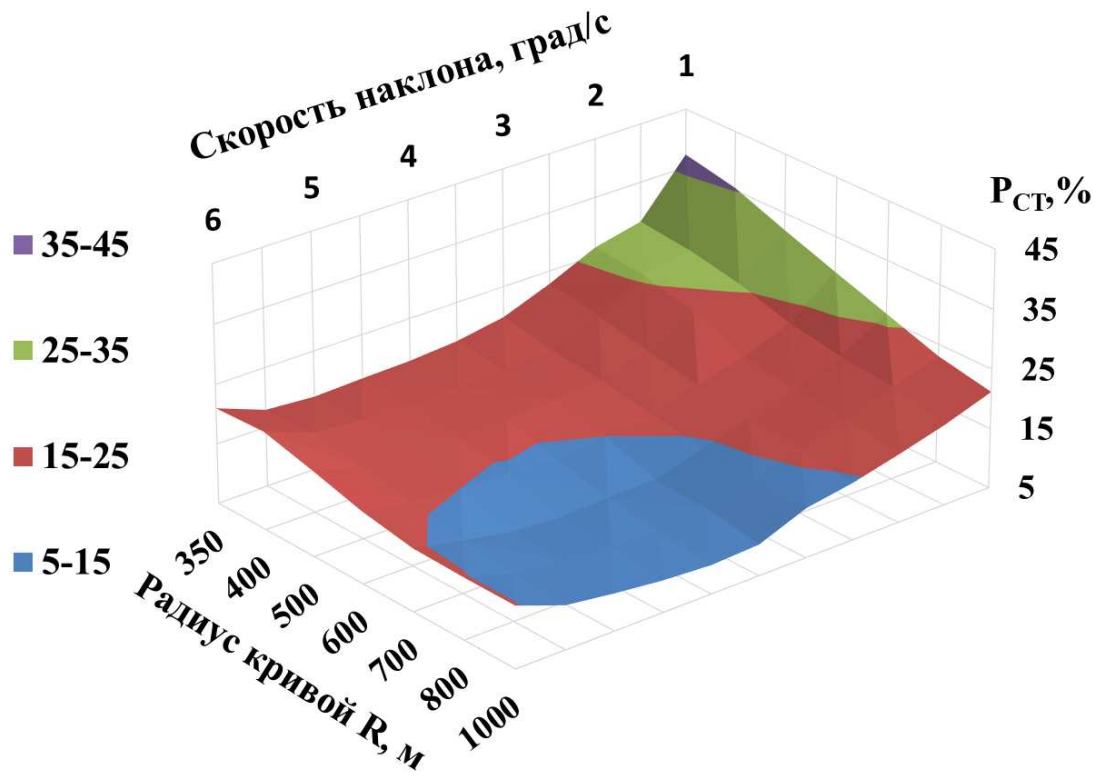


Рисунок 4.12 – Зависимость показателя комфорта пассажиров при прохождении кривой от радиуса кривой и скорости наклона кузова электропоезда

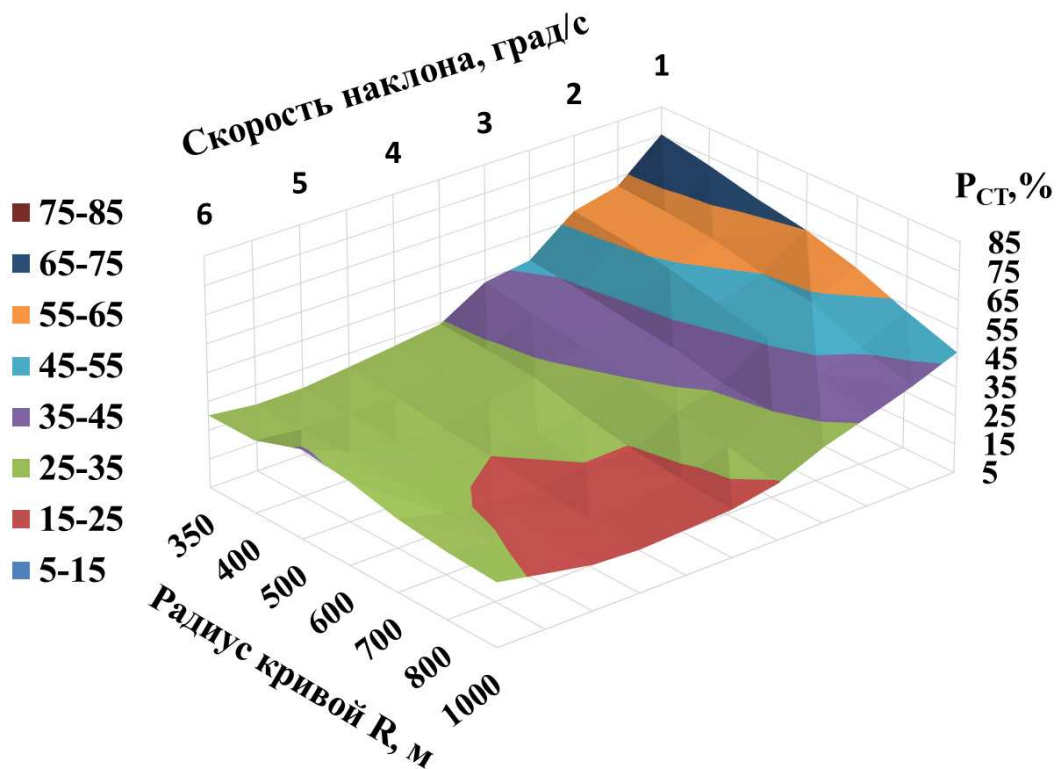


Рисунок 4.13 – Зависимость показателя комфорта пассажиров при прохождении кривой от радиуса кривой и скорости наклона кузова электропоезда

Анализ зависимостей рассматриваемых показателей от скорости наклона кузова и радиуса кривой выявил следующие тенденции.

Показатель комфорта пассажиров при прохождении кривой

Показатель комфорта пассажиров измеряется в процентах и описывает уровень дискомфорта пассажиров. Максимальные значения дискомфорта пассажиров наблюдаются при скорости наклона кузова, близкой к нулевой и достигают 37,1% и 75,8% для сидящих и стоящих пассажиров соответственно. При увеличении скорости наклона до 4 град/сек значение показателя комфорта в кривых снижается до 17,4% и 31,8% для сидящих и стоящих пассажиров соответственно. Однако, с продолжением увеличения скорости наклона кузова выше 4,5-5 град/сек наблюдается увеличение значений показателей дискомфорта пассажиров.

С увеличением радиуса криволинейных участков пути значения показателя комфорта пассажиров в кривых участках пути снижается, сохраняя качественную картину зависимости от скорости. Для рассмотренных кривых максимальное снижение критериев составило 43,2% и 37,9% для сидящих и стоящих пассажиров соответственно.

Чистая доза укачивания

Минимальные значения чистой дозы укачивания для кривой переходной кривой, соответствующей кривой постоянного радиуса 350 м, наблюдалось в диапазоне скоростей наклона кузова от 3 до 4 град/сек и составило 1,74, при дальнейшем увеличении скорости наклона наблюдается увеличение значений дозы укачивания на 43%.

С ростом радиусов кривых участков пути уровни значений чистой дозы укачивания снижались. Для рассмотренных кривых максимальное снижение критериев составило 25,5%.

Такая зависимость значений дискомфорта пассажиров от скорости наклона обусловлена значительным ростом поперечных ускорений и рывков кузова вагона за счет малой их компенсации при низкой скорости наклона кузова. С дальнейшим ее увеличением рывки и толчки компенсируются, но скорость наклона достигает значений, ощущаемых пассажиром и приносящих дискомфорт.

Расчет чистой дозы укачивания базировался на математической модели, описывающей наклон кузова с помощью боковых и вращательных ускорений [33]. При расчете показателей комфорта пассажиров в кривых участках используются идентичные исходные данные. Это объясняет подобные тенденции в полученных зависимостях рассмотренных критериев от скорости наклона кузова.

По результатам анализа зависимостей показателей комфорта пассажиров в переходных кривых и чистой дозы укачивания от скорости наклона кузова, в качестве целевого значения рекомендуется использовать значение 3,8 град/с.

4.1.4 Расчет допустимых временных задержек

На следующем этапе работы на основе зависимости рационального угла наклона от скорости движения и радиуса кривой, значения рациональной скорости наклона кузова и параметров пути, рассчитывались рекомендуемые задержки в системе управления наклоном кузова. В общем виде рациональная скорость наклона кузова определяется по зависимости:

$$\dot{\varphi}_{\text{рац}} = \frac{\varphi_{\text{рац}}(v)}{t_{\text{опт}}}, \quad (4.1)$$

где $\dot{\varphi}_{\text{рац}}$ – рациональная скорость наклона кузова, град/с;

$\varphi_{\text{рац}}(v)$ – зависимость рационального угла наклона от скорости движения, град;

$t_{\text{опт}}$ – оптимальное время наклона, при котором обеспечивается рациональная скорость наклона кузова, с.

С учетом принятых допущений и рассматриваемого алгоритма работы системы управления наклоном кузова (рисунок 3.2), $t_{\text{опт}}$ определяется как:

$$t_{\text{опт}} = t_{\text{общ}} - t_{\text{зад}}, \quad (4.2)$$

где $t_{\text{общ}}$ – общее время движения в переходной кривой, с;

$t_{\text{зад}}$ – расчётное время необходимой задержки для обеспечения рациональной скорости наклона кузова, с.

Таким образом, необходимое расчетное время в работе системы управления наклоном кузова определялось по следующей зависимости:

$$t_{\text{зад}} = \frac{l}{v} - \frac{\varphi_{\text{рац}}(v)}{\dot{\varphi}_{\text{рац}}}, \quad (4.3)$$

где l – длина переходной кривой, м;

v – скорость движения в кривой, м/с.

Зависимость рекомендуемых задержек в системе управления наклоном кузова от радиуса кривой и скорости движения электропоезда представлена на рисунке 4.14.

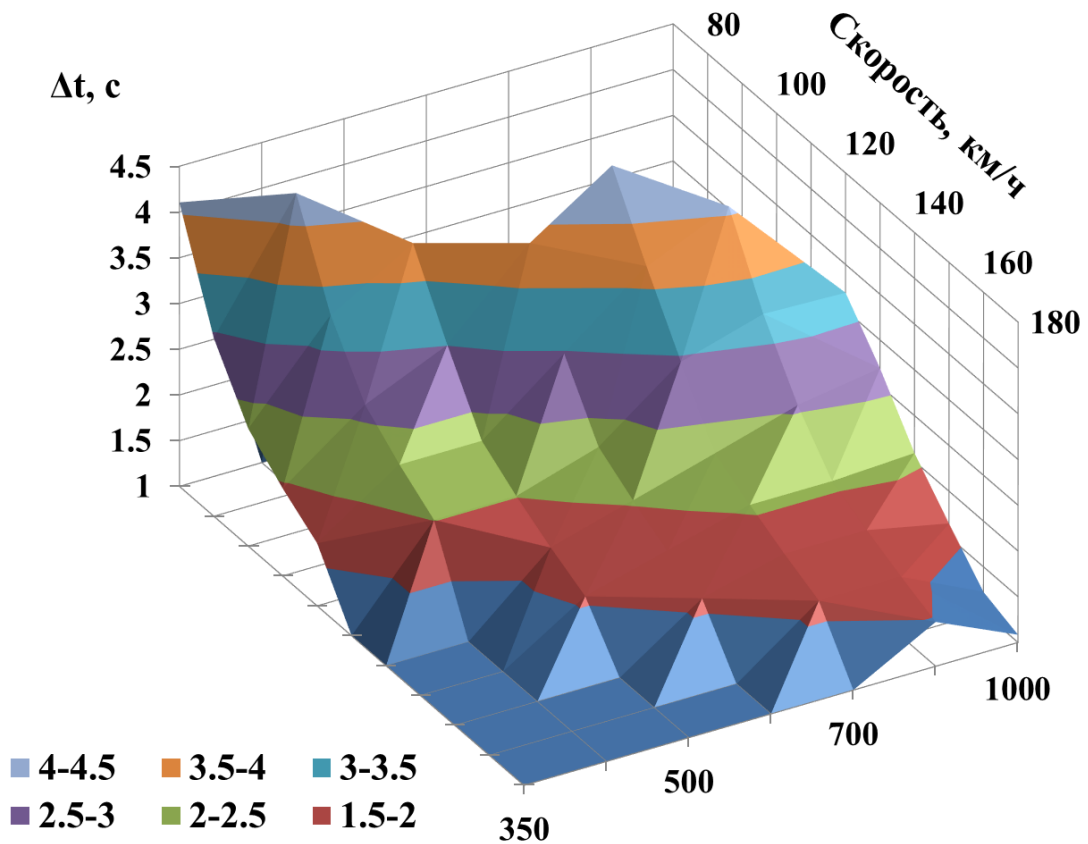


Рисунок 4.14 – Зависимость рекомендуемых задержек в систему управления наклоном кузова от радиуса кривой и скорости движения электропоезда

По результатам расчета с увеличением скорости движения, рекомендуемые временные задержки в системе управления наклоном кузова сокращаются. Максимальные величины задержек наблюдались при минимальном значении угла наклона кузова, при этом прослеживается равномерное снижение значений, вызванное более поздним включением СПНК в работу с увеличением радиуса кривых. На переходных кривых, сопрягаемых с кривыми радиусами 600 м и 700 м, включение СПНК происходило на одной скорости, но с отклонением на разный угол (рисунок 4.10), что вызывало рост временных задержек в системе управления.

Минимальные временные задержки в системе управления СПНК обуславливались общим временем прохождения переходных кривых и необходимостью обеспечения максимального угла наклона. Резкое снижение временных задержек для кривой радиусом 1000 м объясняется снижением минимальной длины переходной кривой в соответствии с таблицей 4.2.

Данная зависимость характерна для всех рассматриваемых вагонов с учетом корректировки на величину описывающую положение вагона в составе поезда, относительно первого по ходу моторного головного вагона.

4.2 Обоснование значений выбранных параметров

4.2.1 Исходные данные и критерии оценки эффективности СПНК

Обоснование и подтверждение предложенных в работе параметров системы принудительного наклона кузова осуществлялось с помощью моделирования движения вагонов в составе электропоезда по реальным неровностям пути. В качестве полигона эксплуатации рассматривался участок пути, содержащий:

- прямые участки пути;
- кривую радиусом 350м с возвышением наружного рельса 120 мм;
- кривую радиусом 650м с возвышением наружного рельса 100 мм;
- кривую радиусом 1000м с радиусом возвышения 100 мм.

Геометрия неровностей принималась в соответствии с данными, предложенными во втором разделе работы. На рассматриваемых участках пути принимались максимально допускаемые скорости движения в соответствии с [174] для стандартного электропоезда ЭС2Г. Движение электропоезда осуществлялось прямым и обратным ходом.

В ходе моделирования определялись следующие показатели динамики:

- рамные силы;
- отношение рамных сил к статической осевой нагрузке;
- боковые силы отжатия рельса;
- коэффициенты динамики подрессоренных масс вагонов;
- вертикальные ускорения кузова;
- горизонтальные поперечные ускорения кузова.

Комфорт пассажиров оценивался по следующим показателям:

- плавность хода в вертикальном и поперечном направлении;
- показатель среднего комфорта;
- процент пассажиров, испытывающих дискомфорт;
- чистая доза укачивания;
- рейтинг развития заболеваемости.

Показатели плавности хода и среднего комфорта основаны на данных, измеренных на кузове вагонов электропоезда, для расчета остальных использовались данные, измеренные на антропометрических моделях манекенов. Схема расположения манекенов в салонах вагонов электропоезда представлена на рисунке 3.5.

Для проведения оценочного сравнения критерии динамики и комфорта определялись для двух режимов функционирования СПНК:

- с активной системой наклона;
- с выключенной.

4.2.2 Оценка динамических показателей вагонов

Данные, полученные в ходе определения динамических показателей, подвергались статистической обработке. Наибольшие зарегистрированные значения динамических качеств представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Наибольшие значения показателей динамических качеств вагонов электропоезда при движении на рассматриваемом полигоне

Показатели, размерности	Тип вагона	Режимы		Допускаемые значения [89, 156]
		СПНК	без СПНК	
Рамные силы, кН	МГ	41.8	49.9	–
	ППТ	43.6	52.6	
	ППО	39.4	47.6	
Отношение рамных сил к статической осевой нагрузке	МГ	0.228	0.272	0,3
	ППТ	0.247	0.298	
	ППО	0.223	0.270	
Боковые силы, кН	МГ	78.3	97.6	100
	ППТ	78.7	94.7	
	ППО	75.8	93.5	
Коэффициенты вертикальной динамики подрессоренных масс вагонов	МГ	0.28	0.26	0,3
	ППТ	0.26	0.24	
	ППО	0.26	0.25	
Ускорения кузова вертикальные, m/c^2	МГ	1.72	1.62	2
	ППТ	1.69	1.54	
	ППО	1.67	1.57	
Ускорения кузова горизонтальные, m/c^2	МГ	1.25	1.83	2
	ППТ	1.12	1.76	
	ППО	1.03	1.64	

Анализ динамических показателей выявил, что при движении электропоезда с равными скоростями по рассматриваемому полигону, использование СПНК с рекомендованными параметрами приводит к следующим максимальным изменениям:

- снижению рамных сил на 17%;
- снижению отношения рамных сил к статической осевой нагрузке на 17%;
- снижению значений боковых сил отжатия рельса на 18-20%;
- повышению коэффициентов вертикальной динамики подрессоренных масс вагонов на 7,5%;
- повышению вертикальных ускорений на 9%;
- снижению горизонтальных ускорений на 31-38%.

4.2.3 Оценка комфорта пассажиров в вагонах

На основе данных динамической нагруженности рельсового экипажа, рассчитывались показатели комфорта пассажиров. Результаты расчета показателей комфорта представлены в таблице 4.5.

Анализ показателей комфорта пассажиров выявил, что использование СПНК с рекомендуемыми параметрами при движении на рассматриваемом полигоне с равными скоростями приводит к следующим изменениям:

- снижению показателя плавности хода в горизонтальном поперечном направлении на 17,5%;
- увеличению показателя плавности хода в вертикальном направлении на 4%;
- снижению показателя среднего комфорта на 16,1%;
- снижению уровня дискомфорта сидящих пассажиров на 38,7%, стоящих до 32,2%;
- снижению значений чистой дозы укачивания на 15,8%;
- снижению рейтинга заболеваемости на 13,0%.

Таблица 4.5 - Наибольшие значения показателей комфорта пассажиров в вагонах электропоезда при движении на рассматриваемом полигоне

Позиция в салоне вагона		Критерии оценки комфорта					
		W_y	W_z	N_{mv}	$P_{ст}$	NR	IR(t)
МГ	1	$\frac{2,07}{2,48}$	$\frac{2,53}{2,46}$	$\frac{2,27}{2,63}$	14,3/22,1	1,54/1,78	0,816/0,973
	2				14,0/21,6	1,49/1,74	0,809/0,964
	3	$\frac{1,98}{2,40}$	$\frac{2,34}{2,28}$	$\frac{2,09}{2,35}$	12,8/19,6	1,33/1,58	0,782/0,893
	4				12,3/19,2	1,36/1,61	0,778/0,889
	5				26,3/38,7		
	6	$\frac{1,78}{1,99}$	$\frac{1,98}{1,92}$	$\frac{2,05}{2,43}$	12,8/19,1	1,43/1,68	0,712/0,836
	7				12,6/18,7	1,40/1,63	0,703/0,826
	8				26,8/38,9		
ШПТ	9	$\frac{2,13}{2,48}$	$\frac{2,73}{2,62}$	$\frac{1,71}{1,98}$	25,9/37,5		
	10				11,0/17,7	1,36/1,58	0,878/0,994
	11				11,2/17,9	1,40/1,61	0,863/0,996
	12	$\frac{1,89}{2,12}$	$\frac{2,27}{2,21}$	$\frac{2,04}{2,31}$	27,0/38,8		
	13				12,9/19,3	1,43/1,66	0,778/0,896
	14				13,0/19,5	1,48/1,71	0,793/0,908
	15	$\frac{1,98}{2,29}$	$\frac{2,39}{2,32}$	$\frac{2,10}{2,46}$	13,5/20,9	1,51/1,72	0,816/0,921
	16				13,3/20,7	1,49/1,69	0,803/0,918
	17				29,2/40,2		
ШПО	18	$\frac{2,08}{2,39}$	$\frac{2,21}{2,16}$	$\frac{1,61}{1,92}$	10,9/17,8	1,31/1,54	0,765/0,867
	19				10,7/17,4	1,28/1,52	0,753/0,851
	20				25,0/36,9		
	21	$\frac{1,93}{2,26}$	$\frac{2,13}{2,05}$	$\frac{2,44}{2,73}$	13,0/18,9	1,44/1,65	0,794/0,859
	22				12,9/18,6	1,38/1,61	0,783/0,851
	23				27,1/39,0		
	24	$\frac{1,98}{2,17}$	$\frac{2,31}{2,24}$	$\frac{2,16}{2,48}$	13,9/20,8	1,47/1,71	0,823/0,946
	25				13,7/20,6	1,44/1,67	0,816/0,938
	26				30,2/41,2		

Примечание: в числителе - с СПНК, в знаменателе - без СПНК

По результатам моделирования движения вагонов электропоезда, оборудованных СПНК с рекомендуемыми параметрами, на рассматриваемом полигоне с максимально допускаемыми скоростями движения, принимаемыми в соответствии с таблицей 4.2, обеспечивается выполнение нормативных показателей безопасности движения и комфорта пассажиров. В ходе сравнения данных в равных условиях при использовании СПНК наблюдается улучшение показателей динамики вагонов электропоезда и комфорта пассажиров, за исключением незначительного повышения вертикальных ускорений кузова, коэффициентов динамики и плавности хода в вертикальном направлении для которых ухудшение составило 9%, 7,5% и 4% соответственно, но при этом обеспечивается выполнение требований нормативной документации.

Таким образом, результаты моделирования показали возможность повышения скоростей движения в кривых участках пути на существующих линиях до 20% для вагонов электропоезда, оборудованных СПНК с предложенными параметрами, без ухудшения комфорта пассажиров и сохранением безопасности движения.

4.3 Выводы по разделу 4

1 Разработана методика определения рациональных значений параметров наклона кузова, базирующаяся на многовариантном моделировании движения вагонов электропоезда, оборудованных СПНК, по существующим участкам пути, содержащим прямые и типовые кривые различных радиусов, соответствующие хорошему содержанию пути.

2 Выполнено многовариантное моделирование движения вагонов электропоезда (на примере ЭС2Г), оборудованных системой принудительного наклона кузова, в кривых постоянного радиуса и переходных кривых:

– по полученным динамическим показателям установлены значения рациональных углов наклона кузова в зависимости от радиуса кривой и скорости движения вагона от 0,5 до 5 градусов. Показано, что при движении со скоростями до 60 км/ч использование СПНК нецелесообразно;

– на основе анализа показателей комфорта и укачивания пассажиров от скорости движения вагона и скорости наклона кузова рекомендованная скорость наклона кузова для предложенной СПНК составила 3,8 град/с;

– предложена математическая модель для расчета временных задержек в системе управления наклоном кузова на основании данных о предполагаемом полигоне эксплуатации, рациональных углах и скоростях наклона кузова.

3 Выполнено обоснование предложенных значений параметров системы наклона сопоставлением динамических показателей и комфорта пассажиров с включенной и выключенной СПНК. Расчетами установлено, что использование СПНК приводит к улучшению общих показателей динамики и комфорта пассажиров за исключением вертикальных ускорений кузова, коэффициентов вертикальной динамики и плавности хода в вертикальном направлении, для которых ухудшение составило 9, 7,5 и 4% соответственно, что обеспечивает безопасность и комфорт движения для всех рассмотренных режимов эксплуатации. Использование СПНК с рекомендуемыми параметрами наклона кузова позволяет повысить скорость движения в кривых до 20% без ухудшения комфорта пассажиров и сохранением безопасности движения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 На основе анализа мирового опыта проектирования и эксплуатации подвижного состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова установлено, что задача выбора параметров СПНК связана с определением динамических качеств вагона и комфорта пассажиров в зависимости от параметров системы принудительного наклона, в том числе и для эксплуатируемого подвижного состава. При определении параметров СПНК, наиболее целесообразным является подход, основанный на численном моделировании движения вагонов с наклоняемыми кузовами в составе поезда по реальным неровностям пути с учетом малых упругих деформаций кузовов.

2 На основе обзора исследований характеристик и конструктивных параметров систем принудительного наклона кузовов предложена принципиальная схема наклона кузова вагона, основанная на управлении опорным уровнем пневморессор, и позволяющая учесть особенности конструкции отечественного электропоезда ЭС2Г. Показано, что эффективность работы СПНК зависит от параметров: угла и скорости наклона кузова, времени задержки срабатывания системы наклона.

3 Разработана и апробирована методика выбора и обоснования параметров системы принудительного наклона кузовов с использованием численного моделирования динамической нагруженности подвижного состава и комфорта пассажиров, позволившая определить основные параметры системы наклона кузова отечественного электропоезда ЭС2Г в зависимости от состояния пути и скорости движения.

4 Разработана и верифицирована проблемно-ориентированная модель движения вагона в составе электропоезда, оборудованного системой принудительного наклона кузова, по реальным неровностям пути с учетом упругих свойств кузова, которая позволяет моделировать динамические качества вагона и выполнять оценку соответствия нормативным требованиям. По результатам верификации разница между натурными испытаниями и предложенной проблемно-ориентированной моделью составляет не более 18,6%.

5 Разработана и апробирована методика оценки комфорта пассажиров, основанная на использовании моделей антропометрических манекенов, которая позволяет расширить перечень критериев комфорта и учесть дополнительное воздействие на пассажиров от работы системы наклона. Данная методика позволила спрогнозировать комфорт и развитие болезни укачивания у пассажиров электропоезда, оборудованного системой наклона кузовов вагонов, с учетом их размещения в салоне.

6 Выполнена оценка динамической нагруженности вагонов электропоезда, оборудованных системой наклона, на основе гибридной верифицированной модели. Установлено, что применение системы наклона кузова с выбранными параметрами при равных скоростях движения по рассмотренным полигонам позволяет добиться снижения горизонтальных показателей динамики до 38 %. Показатели вертикальной динамики ухудшаются не более чем на 9 %, при этом выполняется соответствие требованиям нормативных документов.

7 Выполнена оценка воздействия системы наклона кузова с выбранными параметрами на комфорт и развитие болезни укачивания у пассажиров. Установлено, что применение системы наклона с выбранными параметрами для идентичных условий эксплуатации позволяет повысить комфорт пассажиров до 38,7 % и снизить вероятность появления укачивания до 15,8 %. Плавность хода в вертикальном направлении ухудшилась на 4 %, не превысив предельно допустимые значения.

8 Отечественный электропоезд, оборудованный системой наклона кузовов вагонов с выбранным углом и скоростью наклона, рассчитанной величиной задержек в системе управления, позволяет увеличить скорость движения в кривых на существующих участках до 20 % без ухудшения показателей комфорта пассажиров.

Перспективы дальнейшего развития данной темы могут быть связаны с расширением перечня рассматриваемых принципиальных схем наклона кузова, включая пассивные технологии и активные со смещением кузова; развитием методов оптимизации конструктивных устройств наклона кузова на базе представленной методики определения рациональных значений параметров СПНК; созданием математической модели, подробно описывающей систему управления наклоном кузова.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года: [распоряжение Правительства Российской Федерации от 17 июня 2008 г. № 877-Р]. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/93585> (дата обращения: 23.11.2018).

2 Лазарян, В. А. Динамика транспортных средств. Избранные труды. – Киев: Наукова думка, 1985. – 528 с.

3 Блохин, Е. П. Динамика поезда / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.

4 Вершинский, С. В. Динамика вагона: учебник для вузов железнодорожного транспорта / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов.; под ред. С. В. Вершинского. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

5 Вериго, М. Ф. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути / М. Ф. Вериго, Г. И. Петров, В. В. Хусидов // Бюллетень ОСЖД, Варшава, 1995. – №6. – С. 3-8.

6 Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес / М. Ф. Вериго. – М.: Издание ПТКБ ЦП МПС РФ, 1997. – 207 с.

7 Никольский, Л. Н. Об ударных нагрузках, воспринимаемых вагонами на сортировочных горках / Л. Н. Никольский, Н. А. Костенко // Вестник ВНИИЖТ. – 1967. – №1. – С. 31-34.

8 Камаев, В. А. Автоматизация расчетов при проектировании ходовой части тепловозов / Э. П. Братчев, А. А. Камаев, В. А. Камаев // Труды ВНИТИ. – 1983. – №57. – С. 69-71.

9 Соколов, М. М. Динамическая нагруженность вагона / М. М. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. – М.: Транспорт, 1981. – 207 с.

10 Кеглин, Б. Г. Исследование уточненных расчетных схем вагона применительно к задачам продольной динамики // Труды Брянского ин-та трансп. машиностр. – 1971. – № 24. – С. 123-127.

11 Погорелов, Д. Ю. Моделирование динамики систем тел с использованием ПК «Универсальный механизм»: текущее состояние и перспективы развития // XI Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики, Казань, 20–24 августа 2015 г. – Казань: Казанск. (Приволжск.) федерал. ун-т. – 2015 – С. 3027-3029.

12 Кобищанов, В. В. Исследование безопасности эксплуатации пассажирских вагонов, оборудованных беззазорным сцепным устройством, в поездах постоянного формирования / В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин // Вестник Восточно-украинского национального университета имени В. Даля. – 2011. – № 4 (158), Часть 2. – С. 46-49.

13 Михальченко, Г. С. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования / Г. С. Михальченко, Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Тяжелое машиностроение. – 2003. – № 12. – С. 2–6.

14 Селинов, В. И. Расчет и конструирование подвешивания вагонов: монография / В. И. Селинов – М.: Машиностроение-1, 2002. – 250 с.

15 Хусидов, В. В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ / В. В. Хусидов, А. А. Хохлов, Г. И. Петров, В. Д. Хусидов // Под ред. А. А. Хохлова. – М.: МИИТ, 2001. – 160 с.

16 Бурчак, Г. П. Моделирование возмущения в виде горизонтальной неровности оси пути для исследования извилистого движения рельсового экипажа / Г. П. Бурчак, А. Н. Савоськин, Г. Н. Фрадкин, В. С. Коссов // Труды МГУ ПС. – 1997. – №912. – С. 23-29.

17 Данилов, В. Н. О методах исследования динамики железнодорожных экипажей / В. П. Данилов, В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов // Вестник ВНИИЖТ. – 1978. – № 2. – С. 12-14.

18 Данилов, В. Н. Исследование некоторых вопросов динамики восьмиосных вагонов с опиранием кузова на скользуны двухосных тележек / В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов // Тр. МИИТа. 1976. – №539. – С. 29-37.

19 Ромен, Ю. С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний. / Ю. С. Ромен. – М.: ВМГ-Принт, 2014. – 210 с.

20 Бороненко, Ю. П. Особенности динамики высокоскоростного поезда «СОКОЛ». / Ю. П. Бороненко, В. С. Лесничий, А. М. Орлова, А. Дятлов // Журнал «Инженер путей сообщения», ПГУПС. – 1998. – № 2. – С. 55-56.

21 Орлова, А. М. Влияние конструктивных схем и параметров тележек на устойчивость, ходовые качества и нагруженность грузовых вагонов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Анна Михайловна Орлова. – СПб., 2009. – 32 с.

22 Третьяков, А. В. Проведение ходовых динамических испытаний грузовых вагонов с применением тензометрической колесной пары / А. В. Третьяков, А. А. Петров, К. В. Елисеев, М. В. Зимакова // Известия ПГУПС. – 2017. – Т. 14. – № 1. – С. 127-136.

23 Смольянинов, А. В. Конструирование и расчет вагонов. Методические рекомендации по выполнению практических занятий для студентов специальности 150800 (190302) «ВАГОНЫ» механического и заочного факультетов. – Екатеринбург, УрГУПС, 2004. – 59 с.

24 Павлюков, А. Э. Прогнозирование нагруженности ходовых частей грузовых вагонов повышенной грузоподъемности методами имитационного моделирования: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Александр Эдуардович Павлюков. – Екатеринбург, 2002. – 48 с.

25 Буйносов, А. П. Взаимодействие колеса и рельса // Путь и путевое хозяйство. – 1999. – №5. – С. 22-25.

26 Волков, И. В. Прогнозирование динамических и сцепных свойств подвижного состава на основе математического и физического моделирования: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.07 / Игорь Васильевич Волков. – Ростов-на-Дону, 2000. – 419 с.

27 Галиев, И. И. Безопасность движения грузовых поездов и динамические свойства ходовой части вагона / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев // Известия Транссиба, Омск. – 2012. – №1(9). – С. 107-112.

28 Мямлин, С. В. Динамика грузовых вагонов с учетом технического состояния тележек / С. В. Мямлин, И. В. Вострокнутава, Л. А. Недужая, А. А. Швец // Междунар. науч.-техн. конф. «Железнодорожный транспорт 21 века (идеи, требования, проекты)». – С–Пб. – 2009. – С. 121.

29 Мямлин, С. В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем усовершенствования характеристик рессорного подвешивания: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Сергей Витальевич Мямлин. – Луганск, 2004. – 37 с.

30 Гарг, В. К., Дуккипати, Р. В. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати; Пер. с англ. К. Г. Бомштейна; Под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.

31 Iwnicki, S. Fundamentals of wheel-rail interaction. In: A. Sladkowski (Ed.), Rail Vehicle Dynamics and Associated Problems. Silesian University of Technology. – Gliwice, 2005. – p. 59-72.

32 Iwnicki, S. D. The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation. Department of Mechanical Engineering, Manchester Metropolitan University, England / S. D. Iwnicki // Vehicle System Dynamics. – 1999. – Т. 31 – p. 206.

33 Förstberg, J. Ride comfort and motion sickness in tilting trains: Human responses to motion environments in train and simulator experiments. Doctoral thesis/ J. Förstberg. – Stockholm, 2000 – p. 164.

34 Förstberg, J. Motion-related comfort levels in trains: A study on human response to different tilt control strategies for high-speed trains / J. Förstberg – Report of the Swedish National Road and Transport Research Institute, KTH, Stockholm, 1996 – p. 41.

35 Förstberg, J. Influence of different compensation strategies on comfort in tilting high speed trains / J. Förstberg, E. Andersson, T. Ledin // Journal of Vestibular Research. – 1996. – Т. 4. – №. 6. – P. 57.

36 Kufver, B. A net dose model for development of nausea/ B. Kufver, J. Förstberg // Proc. of the 34th UK Conference on Human Response to Vibration. Dunton 1999.

37 Kufver, B. Certain aspects of the CEN standard for the evaluation of ride comfort for rail passengers / B. Kufver, R. Persson, J. Wingren // *WIT Transactions on The Built Environment*. – 2010. – Т. 114. – P. 605-614.

38 Persson, R. Carbody tilting–technologies and benefits / R. Persson, R. Goodall, K. Sasaki. // *Vehicle System Dynamics*. – 2009. – Т. 47. – №. 8. – P. 949-981.

39 Persson, R. Motion Sickness in Tilting Trains. Description and Analysis of Present Knowledge / R. Persson – VTI Report 614A – Linkoping: VTI. –2008. – 64 p.

40 Persson, R. Tilting trains – Description and analysis of the present situation. A literature study / R. Persson – VTI rapport 595A. – Linkoping: VTI – 2007 – 81 p.

41 Turner, M. Motion sickness in public road transport: the effect of driver, route and vehicle / M. Turner, M. Griffin // *Ergonomics*. – 1999. – Т. 42. – №. 12. – P. 1646-1664.

42 Kaplan, I. Motion sickness on railroads /I. Kaplan // *Industrial medicine & surgery*. – 1964. – Т. 33. – P. 648.

43 Бржезовский, А. М. Исследование допускаемых скоростей движения в кривых скоростных пассажирских вагонов с наклоняемыми кузовами / А. М. Бржезовский, Д. Н. Аршинцев, И. В. Смелянский, С. В. Толмачев // *Внедрение современных конструкций и передовых технологий в путевое хозяйство*. – 2016. – Т. 9. – № 9. – С. 96-107.

44 Бржезовский, А. М. Воздействие на путь вагонов электропоезда «Аллегро» (Pendolino SM6), оборудованных системой активного принудительного наклона кузова в кривых / А. М. Бржезовский, С. В. Толмачев, Д. Н. Аршинцев, И. В. Смелянский // *Вестник ВНИИЖТ*. – 2012. – № 5. – С. 16–23.

45 Антипин, Д. Я. Выбор рациональных конструктивных решений и параметров рессорного подвешивания тележек пассажирских вагонов / Д. Я. Антипин, В. В. Кобищанов // *Справочник: инженерный журнал с приложением*. – 2009. – № 10. – С. 14-18.

46 Гончаров, Д. И. Анализ возможности повышения скоростей эксплуатации пассажирских тележек моделей 68–4071 и 68–4075 / В. В. Кобищанов, Д. Я. Анти-

пин, Д. И. Гончаров, С. Ю. Овсянников // Проблемы и перспективы развития вагоностроения, Материалы II международной научно-практической конференции. – Брянск: БГТУ, 2005. – С. 34-36.

47 Гончаров, Д. И. Исследование динамических характеристик самоходной автомотрисы методами математического моделирования / Д. И. Гончаров, В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин // Вестник Брянского государственного технического университета. – Брянск: БГТУ, 2014. – №4. – С. 16-20.

48 Гончаров, Д. И. Оценка динамической нагруженности несущих конструкций автомотрис: дисс. ... канд. тех. наук: 05.22.07 / Гончаров Дмитрий Игоревич. – М., 2006. – 146 с.

49 Коршунов, С. Д. Методика расчетно-экспериментальных исследований кузовов современного подвижного состава / С. Д. Коршунов, А. Н. Скачков, С. Л. Самошкин, Д. И. Гончаров, А. С. Жуков // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2015. – № 4 (45) – С. 38-47.

50 Михеев, Г. В. Компьютерное моделирование динамики систем абсолютно твердых и упругих тел, подверженных малым деформациям: дис. ...канд. техн. наук: 01.02.06 / Михеев Геннадий Викторович. – Брянск, 2004. – 153 с.

51 Рязанов, Э. М. Применение комплекса LS-DYNA для анализа нелинейных динамических процессов в железнодорожном подвижном составе при нештатных ситуациях / Э. М. Рязанов, А. Э. Павлюков // Международное научное объединение «Prospero». – 2015. – № 1. – С. 50-54.

52 Шорохов, С. Г. Обоснование технических решений обеспечения механической безопасности пассажирских вагонов при аварийных соударениях: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Шорохов Сергей Геннадьевич – М., 2015. – 147 с.

53 Транспорт в России. 2018: Стат. сб./Росстат. – М., 2018. – 101 с.

54 Программа организации скоростного и высокоскоростного железнодорожного сообщения в Российской Федерации / Утверждена протокольным решением заседания правления ОАО «РЖД» от 23 ноября 2015 г. №43 Открытое акционерное общество «Российские железные дороги»

55 Митраков, А. С. Обоснование принципиальной схемы принудительного наклона кузовов отечественных пассажирских вагонов / А. С. Митраков, В. В. Кобищанов, Д. Я. Антипин // Совершенствование транспортных машин: сборник статей – 2019. – С. 213-219.

56 Правила технической эксплуатации железных дорог российской федерации: [утверждены приказом Минтранса России от 21 декабря 2010г. №286.]. – М.: ОАО «РЖД», 2011. – 368 с.

57 Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути. [утв. ОАО "РЖД" от 14.11.2016г. №2288р.]. – М.: ОАО "РЖД", 2016. – 286 с.

58 Митраков, А. С. Оценка комфорта и безопасности пассажиров в поезде, оборудованном системой принудительного наклона кузова в кривых / Д. Я. Антипин, В. Ф. Лапшин, А. С. Митраков // Материалы VIII Международной научно-практической конференции. 21 -23 окт. – Журнал Наука и образование транспорта. – 2015. – № 1. – 19-23 с.

59 Смелянский, И. В. Совершенствование нормативов непогашенного ускорения и его приращения для современного подвижного состава при скоростном движении: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.06 / Смелянский Игорь Владимирович. – М., 2008. – 24с.

60 Шахунянц, Г. М. Железнодорожный путь: учебник для вузов ж.-д. транспорта. – 3-е изд., перераб. и доп. / Г. М. Шахунянц. – М.: Транспорт, 1987. – 479 с.

61 CEN 13803 Railway applications - Track - Track alignment design parameters - Track gauges 1 435 mm and wider. – Brussel: European Committee for Standardization, 2017. – 97 p.

62 Миронов, В. С. Технико-экономическая эффективность использования вагонов с наклоном кузова в проектах реконструкции железных дорог для скоростного движения поездов / В. С. Миронов, Т. А. Руденко // Вестник транспорта Поволжья. – 2013. – № 6 (42). – С. 96 – 102.

63 Миронов, В. С. Радиусы круговых кривых для скоростных железных дорог при использовании вагонов с наклоном кузова / В. С. Миронов, Т. А. Руденко // Вестник Транспорта Поволжья. – 2014. – № 3(45). – С. 44 – 50.

64 Talgo technology [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.talgo.com/technological-principles> (дата обращения 21.08.2019).

65 Schäfer, J. Pannen statt Schwung / J. Schäfer // PRO BAHN Zeitung – 2001. – №2. – P. 30-37.

66 Система наклона кузовов вагонов поезда TalgoPendular // Железные дороги мира. – 2005. – №4. – С. 39 – 41.

67 Andersson, E. The development of advanced high speed vehicles in Sweden / E. Andersson, N. Nilstam // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Transport Engineering. – 1984. – Т. 198. – №. 4. – P. 229-237.

68 Boocock, D. The development of the prototype advanced passenger train / D. Boocock, B. King // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Rail and Rapid Transit. – 1982. – Т. 196. – №. 1. – P. 35-46.

69 Barnett, R. Tilting Trains: The Italian ETR and the Swedish X-2000/ R. Barnett // University of California Transportation Center, University of California, Berkeley, CA, US. Working Paper. – 1992. – №. 113. – P. 74.

70 Ueno, M. Technological overview of the next generation Shinkansen high-speed train Series N700 [Электронный ресурс] / M. Ueno, S. Usui, H. Tanaka, A. Watanabe // Central Japan Railway Company, Tokyo, Japan. – Режим доступа: <http://www.railway-research.org/IMG/pdf/r.1.3.3.3.pdf> (дата обращения 26.04.2019)

71 Достоинства и недостатки технологии наклона кузова // Железные дороги мира. – 2009. – №7. – С. 60 – 66.

72 Скоростной поезд аллегро [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://pass.rzd.ru/static/public/ru?STRUCTURE_ID=5343/ (дата обращения 23.08.2019).

73 Скоростной пассажирский поезд постоянного формирования «Стриж» [Электронный ресурс] / Инновационный дайджест. – Режим доступа: http://www.rzd-expo.ru/innovation/high_speed_traffic_and_infrastructure/skorostnoy-passazhirskiy-poezd-strizh/index.php?sphrase_id=50099 (дата обращения 13.06.2018).

74 Киселев, И. П. Высокоскоростной железнодорожный транспорт. Общий курс: учеб. Пособие: в 2 т. / И. П. Киселев, Л. С. Блажко, Н. С. Бушуев, А. П. Ледяев, В. Н. Смирнов, Т. С. Титова, Ю. С. Фролов, А. Т. Бурков, В. А. Гапанович, В. И. Ковалев, А. Б. Никитин, П.А. Плеханов, В. М. Саввов, Ю. И. Соколов, В. С. Суходоев ; под ред. И. П. Киселева. – М.: Учеб.-метод. Центр по образованию на ж.-д. транспорте, 2014. – Т. 1. – 308 с.; Т. 2. – 372 с.

75 Okamoto, I. How bogies work/ I. Okamoto // Railway Technology Today, Japan Railway & Transport Review. – 1998. – Т. 18. – P. 55-61.

76 Enomoto, M. Development of Tilt Control System Using Electro-Hydraulic Actuators / M. Enomoto, S. Kamoshita, M. Kamiyama, K. Sasaki, T. Hamada, A. Kazato // Quarterly Report of RTRI. – 2005. – Vol. 46. – №. 4. – P. 219-224.

77 Mancini, G. New developments with the Italian solution for tilting trains: optimization of tilting system on new generation of Pendolino trains [Электронный ресурс] / G. Mancini, S. Pelacchi, M. Balli, A. Corbizi Fattori // Italy. – Режим доступа: <http://www.railway-research.org/IMG/pdf/r.2.4.3.5.pdf> (дата обращения 13.01.2018).

78 Shikimura, A. Development of Next-generation Tilting Train by Hybrid Tilt System [Электронный ресурс] / A. Shikimura, T. Inaba, H. Kakinuma, I. Sato, Y. Sato, K. Sasaki, M. Hirayama // Japan. – Режим доступа: <http://www.railway-research.org/IMG/pdf/552-2.pdf> (дата обращения 28.05.2018)

79 Zolotas, A. Advanced control strategies for tilting trains. Doctoral thesis / A. Zolotas. – U.K., 2002 – 243p.

80 Zolotas, A. New control strategies for tilting trains / A. Zolotas, R. Goodall, G. Halikias // Vehicle system dynamics. – 2001. – Т. 37. – №1. – P. 171-182.

81 Zolotas, A. A comparison of tilt control approaches for high speed railway vehicles / A. Zolotas, G. Halikias, R. Goodall // Proceedings ICSE. – 2000. – P. 632-636.

82 Zhou, R. Integrated tilt with active lateral secondary suspension control for high speed railway vehicles / R. Zhou, A. Zolotas, R. Goodall // Mechatronics. – 2011. – Т. 21. – №. 6. – P. 1108-1122.

83 Митраков, А. С. Выбор системы управления принудительным наклоном кузова перспективного отечественного подвижного состава. // "Эврика !":

материалы семинара аспирантов УрГУПС. – Екатеринбург: УрГУПС, 2016. – № 2 (217). – С. 57-64.

84 Sasaki, K. Position Detection System Using GPS for Carbody Tilt Control / K. Sasaki // Quarterly Report of RTRI. – 2005. – Т. 46. – №. 2. – P. 73-77.

85 Ribeiro, M. Kalman and Extended Kalman Filters: Concept, Derivation and Properties / M. Ribeiro // Institute for Systems and Robotic, Portugal – Режим доступа: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.214.809&rep=rep1&type=pdf> (дата обращения 3.07.2019)

86 McCauley M. E. M. et al. Motion sickness incidence: Exploratory studies of habituation, pitch and roll, and the refinement of a mathematical model. / M. McCauley // Canyon Research Group Inc Goleta Ca Human Factors Research Div. – 1976. – № 1733-2.

87 Suzuki, H. Psychophysical Evaluation of Railway Vibrational Discomfort on Curved Sections / H. Suzuki, H. Shioto, A. Tanaka, K. Tezuka, H. Takai // Quarterly Report of RTRI – 2000. – Т. 41. – № 3 – P. 106-111

88 ISO 2631–1.2:1997. Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibrations. Part 1: General requirements. Geneva, 1997. – 32 p.

89 ГОСТ 33796–2016 Моторвагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам. – М.: Стандартинформ, 2016. – 36 с.

90 CEN 12299 Railway applications — Ride comfort for passengers — Measurement and evaluation. – Brussel: European Committee for Standardization, 2009. – 90 p.

91 Suzuki, H. Effect of low frequency vibration on train motion sickness / H. Suzuki, H. Shioto, A. Tanaka, K. Tezuka, H. Takai // Quarterly Report of RTRI. – Tokyo, 2005. – Т. 41. – №3. – P. 106-111.

92 Ueno, M. Studies on motion sickness caused by high curve speed railway vehicles. Evaluation of the swing and its effects on passengers and conductors / M. Ueno, T. Ogawa, S. Nakagiri, T. Arisawa, Y. Mino, K. Oyama, R. Koderu, T. Taniguchi, S. Kanazawa, T. Ohta, H. Aoyama // Sangyo Igaku. – 1986. – Т. 28. – №. 4. – P. 266-274

93 Bles, W. Motion sickness: only one provocative conflict? / W. Bles, J. Bos, B. Graaf, E. Groen, A. Wertheim // Brain research bulletin. – 1998. – Т. 47. – №. 5. – P. 481-487.

94 Riccio, G. An ecological theory of motion sickness and postural instability / G. E. Riccio, T. A. Stoffregen // Ecological psychology. – 1991. – Т. 3. – №. 3. – P. 195-240.

95 Song, Y. Motion sickness assessment with bio-signal indices on Korean train [Электронный ресурс] / Y. Song, O. Suk-Moon, Y. Kim // Advances in sensors, signals and materials, Korea. – Режим доступа: <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2010/Faro/MATSE/MATSE-23.pdf> (дата обращения 13.08.2017)

96 Грачева, Л. О. Результаты сравнительных испытаний вагонных тележек с рессорным подвешиванием системы Ханина / Л. О. Грачева, А. А. Долматов // Техника железных дорог. – 1955. – № 2. – С. 27-30.

97 Грачева, Л. О. Спектральный анализ вынужденных колебаний вагона при случайных неровностях железнодорожного пути и выбор параметров рессорного подвешивания / Л. О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. – 1967. – № 347. – С. 151-168.

98 Крепкогорский, С. С. Исследование воздействия на путь / С. С. Крепкогорский // Динамика вагонов электропоездов ЭР22 и ЭР200 на тележках с пневматическим подвешиванием: труды ЦНИИ МПС. – № 417. – С. 142-171.

99 Ершков, О. П. Установление коэффициентов, учитывающих боковой изгиб и кручение рельсов / О. П. Ершков // Вопросы воздействия подвижного состава на путь: сб. трудов ЦНИИ МПС. М.: Трансжелдориздат. – 1949. – №. 33. – С. 289–327.

100 Бржезовский, А. М. Установление условий обращения электропоездов «Ласточка» / А. М. Бржезовский, Д. Н. Аршинцев, И. В. Смелянский, С. В. Толмачев, Д. Е. Кирюшин // Вестник ВНИИЖТ. – 2016. – № 4. – С. 248-255.

101 Бржезовский, А. М. Возможность повышения скоростей движения скоростных и высокоскоростных электропоездов по стрелочным переводам и съездам / А. М. Бржезовский, Б. Э. Глюзберг, М. И. Титаренко, И. Е. Ильин, В. С. Викторов, В. Н. Тулушев // Вестник ВНИИЖТ. – 2016. – № 4. – С. 217-223.

102 Бржезовский, А. М. Воздействие на путь электропоездов пригородного следования / А. М. Бржезовский // Вестник ВНИИЖТ. – 2018. – № 4. – С. 191-199.

103 Бржезовский, А. М. Взаимодействие пути и подвижного состава ЭВС «Сапсан» (проект Velaro RUS) / А. М. Бржезовский, С. В. Толмачев, Д. Н. Аршинцев, И. В. Смелянский // Вестник ВНИИЖТ. – 2012. – № 1. – С. 3–8.

104 Погорелов, Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел: монография / Д. Ю. Погорелов. – Брянск: БГТУ, 1997. – 156 с.

105 Погорелов, Д. Ю. Алгоритмы моделирования динамики систем тел с большим числом степеней свободы / Д. Ю. Погорелов // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2011. – № 4(2). – С. 278-279.

106 Антипин, Д. Я. Прогнозирование усталостной долговечности и живучести сварных несущих конструкций пассажирских вагонов с учетом их нагруженности при движении: дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / Антипин Дмитрий Яковлевич. – Брянск, 2004. – 165с.

107 Антипин, Д. Я. Обоснование динамических моделей для анализа нагруженности несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов / Д.Я. Антипин, С.Н. Ашуркова, Е.В. Чепикова // Будущее машиностроения России: сб. докладов девятой Всероссийской конференции молодых.

108 Дзюбан, О. Л. Исследование динамических характеристик вагона дизель-поезда в программном комплексе «Универсальный механизм» с использованием конечно-элементной модели кузова / О. Л. Дзюбан, О. Ю. Ямандий, Р. Д. Лютак, Г. В. Михеев // Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ: III научно-технический семинар, г. Брянск, 6-7 апреля 2016 г.: сб. тез. / под ред. Д. Ю. Погорелова. – Брянск: БГТУ, 2016 – С. 24-26.

109 Dumitriu, M. Influence of the suspension damping on ride comfort of passenger railway vehicles / M. Dumitriu // UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering. – 2012. – Т. 74. – №. 4. – P. 75-90.

110 Schandl, G. Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body / G. Schandl, P. Lungner, C. Benatzky, M. Kozek, A. Stribersky // Vehicle System Dynamics. – 2007. – Т. 45. – №. 9. – P. 835-847.

111 Коган, А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. – М.: Транспорт, 1997. – 326 с.

112 Сакало, В. И. Критерии для прогнозирования возникновения контактно-усталостных повреждений в колесах железнодорожного подвижного состава и рельсах / В. И. Сакало, А. В. Сакало // Вестник ВНИИЖТ. – 2019. – № 78 (3). – С.141-148.

113 Чечулин, Е. С. Обоснование рациональных параметров межвагонных связей пассажирских вагонов поездов постоянного формирования: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Чечулин Евгений Сергеевич. – М., 2017. – 153 с.

114 Лебедев, В. А. Обоснование технических решений конструкции двухэтажного пассажирского вагона: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Лебедев Владимир Александрович. – М., 2017. – 178 с.

115 Ашуркова, С. Н. Обоснование проектных решений конструкции кузова пассажирского вагона с перфорированными подкрепляющими элементами: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Ашуркова Светлана Николаевна. – М., 2019. – 138 с.

116 Рязанов, Э. М. Совершенствование расчетных методов оценки работоспособности аварийных крэш-систем электропоездов: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Рязанов Эльдар Михайлович. – Екатеринбург, 2016. – 149 с.

117 Presthus, M. Derivation of Air Spring Model Parameters for Train Simulation / M. Presthus // Department of Applied Physics and Mechanical Engineering. Lulea University of Technology. – 2002. – 75 p.

118 Fazli Kechidi, V. Investigation on Advantages and Problems of Air Springs in Railway Transportation [Электронный ресурс] / V. Fazli Kechidi // 11th Railway Transportation Conference. – 2009. – 9 p. – Режим доступа: <http://it.iri.co.ir/web/article/12.pdf> (дата обращения 28.06.2019)

119 Gavriloski, V. Dynamic behaviour of an air spring element / V. Gavriloski, J. Jovanova // Machines & industrial design engineering. – 2010. – Т. 4. – №. 5. – P. 24-27.

120 Bayraktar, M. Modelling of Air Springs in a Rail Vehicle / M. Bayraktar, R. Guclu, M. Metin // 13th International Research Expert Conference “Trends in the Development of Machinery and Associated Technology”, Hammamet, Tunisia. – 2009. – P. 829-832.

121 Kuka, N. Co-simulation of tilting trains in Simpack–Simulink/ N. Kuka, C. Ariaudo, R. Verardi // The Dynamics on Roads and Track. Proceedings of the 24th Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD 2015.) – CRC Press, 2016. – P. 1025-1032.

122 Montiglio, M. Development of a semi-active lateral suspension for a new tilting train/ M. Montiglio, A. Stefanini // s.l.: Fiat Research Centre, 1999. – 13p.

123 «Универсальный механизм 8.0». Руководство пользователя [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.umlub.ru/pages/index.php?id=3> (дата обращения 21.09.2018).

124 MSCSoftware: Rail [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.mssoftware.com/industry/rail> (дата обращения 17.06.2019).

125 Chang, K.–H. Motion simulation and mechanism design with SolidWorks Motion 2009 / K.–H. Chang // SDC publications – 2010. – 134 p.

126 Stribersky, A. Structural dynamics of rail vehicle systems: a virtual systems approach / A. Stribersky, F. Moser; DLR, W. Rulka // Developments in Engineering Computational Technology. – 2000. – P. 29– 36.

127 Wallrapp. MEDYNA — An Interactive Analysis and Design Program for Geometrically Linear and Flexible Multibody Systems In. Schiehlen / Wallrapp, Oskar; Führer, Claus // Werner (Ed.). Multibody Systems Handbook, 1990. – p. 203 – 223.

128 Бойков, В. Г. Моделирование динамики системы твердых и упругих тел в программном комплексе EULER / В. Г. Бойков, А. А. Юдаков // Журнал РАН. Информационные технологии и вычислительные системы. – 2011. – № 1. – С. 42-52.

129 Конюхов, А. В. Основы анализа конструкций в ANSYS: учебное пособие / А. В. Конюхов. – Казань: КГУ, 2001. – 102 с.

130 Гончаров, П. С. NX Advanced Simulation. Практическое пособие / П. С. Гончаров, И. А. Артамонов, Т. Ф. Халитов, С. В. Денисихин, Д. Е. Сотник. – М.: МДК Пресс. – 2014. – 112 с.

131 Abaqus [Электронный ресурс]. – М.: ТЕСИС, 2010. – Режим доступа:https://tesis.com.ru/infocenter/downloads/abaqus/abaqus_metodic_2010.pdf (дата обращения (07.09.2017)).

132 Черных, И. В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink/ И. В. Черных. – Москва: ДМК Пресс, СПб: Питер, 2008. – 288 с.

133 Карташов, Б. А. Среда динамического моделирования технических систем SimInTech : практикум по моделированию систем автоматического регулирования / Б. А. Карташов, Е. А. Шабает, О. С. Козлов, А. М. Щекатуров. – Москва: ДМК Пресс, 2017. – 424 с.

134 Электропоезд «Ласточка» [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://ulkm.ru/produkcija/elektropoezd-lastochka> (дата обращения 28.12.2019).

135 Погорелов, Д. Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» / Д. Ю. Погорелов // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2005. – № 4. – С. 27-34.

136 Митраков, А. С. Разработка и валидация имитационной модели отечественного электропоезда, оборудованного системой принудительного наклона кузова / А. С. Митраков // Техника и технологии наземного транспорта: материалы Всероссийской научной конференции аспирантов 25-26 января. – Екатеринбург, 2018 – 72-76 с.

137 Pogorelov, D. Yu. On numerical methods of modeling large multibody systems / D. Yu. Pogorelov // Mech. and Mash. Theory. – 1999. – № 34. – pp. 791-800.

138 Паначев, О. И. Повышение безремонтного пробега грузового вагона снижением вибронегруженности экипажной части: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Паначев Олег Иванович. – М., 2017. – 148 с.

139 Жермен, П. Курс механики сплошных сред. Общая теория / П. Жермен. — М.: Высш. шк., 1983. — 399 с.

140 Петров, А. Г. Способ увеличения межремонтного пробега грузовых вагонов за счет модернизации тележки / А. Г. Петров, М. В. Сапетов, С. И. Порядин // Мир транспорта. — 2015. — Т. 13. — №. 3 (58). — С. 46-57.

141 Митраков, А. С. Выбор и обоснование рациональных параметров системы принудительного наклона кузова отечественного электропоезда / А. С. Митраков // Вестник УрГУПС. — 2019. — № 4 (44). — С. 65 - 75.

142 Митраков, А. С. Исследование уровня комфорта пассажиров в поездах с принудительным наклоном кузова в кривых методами математического моделирования / Д. Я. Антипин, П. В. Ваулин, В. Ф. Лапшин, А. С. Митраков // Транспорт Урала. — 2017. — № 3 (54). — С. 3-8.

143 Нашиф, А. Демпфирование колебаний / А. Нашиф, Д. Джоунс, Дж. Хендерсон // Пер. с англ. — М.: Мир, 1988. — 488 с.

144 Справка по SolidWorks. Коэффициенты вязкостного демпфирования для различных систем и материалов [Электронный ресурс] — Режим доступа: http://help.solidworks.com/2018/Russian/SolidWorks/cworks/r_viscoous_damping_ratios.htm (дата обращения 15.11.2018).

145 Протокол по результатам приемочных динамико-прочностных испытаний электропоезда с асинхронным тяговым приводом типа ЭГЭ, серийное обозначение ЭС2Г. М.: ВНИИЖТ, 2014. — 78 с.

146 РД 32.68-96 Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. — М.: ВНИИЖТ, 1997. — 20 с.

147 Митраков, А. С. Оценка влияния системы принудительного наклона кузовов поезда на снижение износа колес при движении в кривых участках пути / А. С. Митраков, Д. Я. Антипин, В. Ф. Лапшин // Инновационный транспорт — 2016: специализация железных дорог. — 2017. — 644-653.

148 РД 24.050.37-95 Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. — М.: ГосНИИВ, 1995. — 101 с.

149 Митраков, А. С. Исследование динамических характеристик отечественного пассажирского подвижного состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова в кривых / А. С. Митраков Д. Я. Антипин, В. В. Кобищанов, В. Ф. Лапшин // Транспорт Урала. – 2015. – С. 54-59.

150 Митраков, А. С. Анализ параметров ходовой динамики пассажирского состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова / А. С. Митраков, Д. Я. Антипин // Транспортный комплекс в регионах: опыт и перспективы организации движения. – 2015. – С. 55-58.

151 Higaki, H. Active pneumatic tilting system for railway cars / H. Higaki, S. Fugimori, Y. Horike, T. Yasui, S. Koyanagi, I. Okamoto, K. Terada // Vehicle System Dynamics. – 1991. – Т. 20. – №. suppl. – P. 254-268.

152 Митраков, А. С. Обоснование использования данных глобального позиционирования в системах принудительного наклона кузовов пассажирских вагонов / Д. Я. Антипин, А. С. Митраков, С. Г. Шорохов // Информационные технологии и инновации на транспорте. – 2016. – С. 80-87.

153 Митраков, А. С. Влияние времени срабатывания системы принудительного наклона кузова на комфорт пассажиров / А. С. Митраков // Проблемы и перспективы развития вагоностроения: материалы VII Всероссийской науч.-практ. конф. (8 апреля 2016 г., г. Брянск). – Брянск, 2016. – С. 92-94.

154 Митраков, А. С. Методика оценки комфорта пассажиров в поездах, оборудованных системой принудительного наклона кузова / Д. Я. Антипин, В. Ф. Лапшин, А. С. Митраков // Проблемы безопасности на транспорте: материалы VII Международн. науч.-практ. конф. – Гомель: БелГУТ. – 2015. – С. 49-50.

155 Погорелов, Д. Ю. Показатель для оценки опасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса / Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2010. – № 5-1. – С. 64-70.

156 ГОСТ Р 55050-2012 Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний (с изменением № 1 от 01.10.2014). – М.: Стандартинформ, 2019. – 15 с.

157 СТО РЖД 03.005 – 2019 Услуги на железнодорожном транспорте. Метод оценки влияния ускорений на комфорт пассажиров в поездах. Утверждено Распоряжением ОАО «РЖД» от 14.01.2019 N 43/р – 48 с.

158 ГОСТ ИСО 8041-2006 Вибрация. Воздействие вибрации на человека. Средства измерений (с Поправками): [принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол N 29 от 24 июня 2006 г.)]. – 2008. – 135 с.

159 Шмаков, В. С. Компьютерная модель водителя транспортного средства / В. С. Шмаков // Современные проблемы науки и образования. – 2011. – №4.

160 Pennestri, E. Using a virtual dummy to simulate vibration dose value for different car occupants / E. Pennestri, R. Sefanelli, P. Valentini, L. Vita // Proceedings of IDETC/CIE. – 2005. – pp. 1-7.

161 Valentini, P. DAViD – A multibody virtual dummy for vibration comfort analysis of car occupants/ P. Valentini, L. Vita // Virtual Nonlinear Multibody Systems, Kluwer Academic Publishers. – 2003. – pp. 253-262.

162 Ismail, A. Review on Anthropometric Test Dummy and Computational Modelling / A. Ismail, A. Alimin, A. Mohd Tobi, A. Khalid, H. Abdullah, et al// Applied Mechanics and Materials/ – 2013. – № 315. – pp. 640-644.

163 Xu, T. Development and validation of dummies and human models used in crash test/ T. Xu, X. Sheng, T. Zhang, H. Liu, X. Liang, A. Ding// Applied Bionics and Biomechanics. – 2018. – T 2018.

164 Kleinberger, M. Development of Improved Injury Criteria for the Assessment of Advanced Automotive Restraint Systems / M. Kleinberger, E. Sun, R. Eppinger, S. Kuppala and R. Saul // NHTSA Docket. – 1998. – № 1998 – p. 120.

165 Fildes, B. Passenger cars and Occupant injury: side impact crashes/ B. Fildes, J. Lane, J. Lenard and A. Vulcan // Monash University Accident Research Centre. – 1994. – № 75. – p. 120.

166 Zuby, D. The influence of crash pulse shape on BioRID response/ D. S. Zuby, C. M. Farmer and M. Avery // IRCOBI Conference, Lisbon, Portugal. – 2003. – p.p. 327-341.

167 Stanley, H. Hybrid III: First Human-Like Crash Test Dummy (Progress in Technology). / H. Stanley, Backaitis, J. Harold, Mertz // Society of Automotive Engineers, U.S. – 1993. – 838 p.

168 Mitrakov, A. S. Use of anthropometric dummies of mathematical models in the safety and comfortableness analysis of a passenger rolling stock / V. V. Kobishchanov, D. Y. Antipin, S. Shorokhov and A. S. Mitrakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engin. – 2016. – № 124. – p. 1-4.

169 Mitrakov, A. S. Analysis of vibrational load influence upon passengers in trains with a compulsory body tilt / D. Y. Antipin, V. V. Kobishchanov, V. F. Lapshin, A. S. Mitrakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2017. – № 177. – p. 1-7.

170 Jaskiewicz, M. Upper Limb Design of an Anthropometric Crash Test Dummy for Low Impact Rates / M. Jaskiewicz, D. Frej, D. Tarnapowicz, M. Poliak // Polymers. – 2020. – № 12.

171 Jaskiewicz, M. Construction of the Knee Joint of the Dummy Designed for Crash Tests / M. Jaskiewicz, D. Frej, B. Šarkan // Transportation Research Procedia. – 2020. – № 44. – P. 121-128.

172 Zhou, H. Hybrid III 50th Percentile Male/ H. Zhou, J. Rasico, F. Zhu, R. Kant// First Technology Safety Systems – 2007. – 60 p.

173 Строительно-технические нормы Министерства путей сообщения Российской Федерации. Железные дороги колеи 1520 мм: [СТН Ц-01-95. МПС России. Введ. 01.01.96]. – М.: МПС России, 1995. – 86 с.

174 О нормах допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям колеи 1520 (1524) мм. – Распоряжение ОАО «РЖД» от 08.11.2016 г. № 2240р.

175 Митраков, А. С. Методика выбора параметров систем принудительного наклона кузова отечественных пассажирских вагонов в кривых участках пути/ А.С. Митраков// Збірник тез. XLIII науково-практичної конференції молодих учених, аспірантів і студентів «Залізничний транспорт: сучасні проблеми науки». – К.: ДЕДУТ, 2013. – Ч. 1. – 268 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ДОКУМЕНТЫ О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

УТВЕРЖДАЮ

проректор по научной работе

ФГБОУ ВО «Брянский государственный
технический университет»

к.т.н., доц. В.М. Сканцев

АКТ о внедрении

Настоящим подтверждаем, что материалы диссертации соискателя кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения А.С. Митракова «Обоснование параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов» внедрены в учебный процесс на кафедре «Подвижной состав железных дорог».

Результаты теоретических и экспериментальных исследований оценки динамики подвижного состава, оборудованного системой принудительного наклона кузова, используются при изучении дисциплин «Методы и промышленные программные комплексы оценки нагруженности несущих конструкций подвижного состава», «Конструирование и расчет вагонов»

Заведующий кафедрой «ПСЖД»

ФГБОУ ВО «Брянский государственный
технический университет»

к.т.н., доц. А.А. Лагутина

ПРИЛОЖЕНИЕ А



УТВЕРЖДАЮ

Ректор

Уральского государственного
университета путей сообщения А. Г. Галкин

«13» января 2020 г.

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы А. С. Митракова
«Обоснование параметров системы принудительного наклона кузовов
вагонов»

Комиссия в составе:

- Колясова К.М. – заведующего кафедрой «Вагоны» УрГУПС, к.т.н.,
доцента;
- Лапшина В.Ф. – профессора кафедры «Вагоны» УрГУПС, д.т.н.,
профессора;
- Черепова О.В. – доцента кафедры «Вагоны» УрГУПС, к.т.н., доцента.

рассмотрела диссертационную работу А.С. Митракова «Обоснование параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов», представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация».

Результаты диссертационной работы Митракова Артема Сергеевича «Обоснование параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов» рекомендуются к внедрению в учебный процесс Уральского государственного университета путей сообщения:

ПРИЛОЖЕНИЕ А

- по специальности «Подвижной состав железных дорог» в дисциплине «Математическое моделирование систем и процессов» – математическая модель движения поезда с упругими кузовами по реальным неровностям пути;
- по специальности «Подвижной состав железных дорог» в дисциплине «Конструирование и расчет вагонов» – обобщение существующих конструкций и подходов к исследованию систем наклона кузовов вагонов;
- по направлению подготовки кадров высшей квалификации «Техника и технологии наземного транспорта» в лекционном и практическом курсах по дисциплине «Компьютерные технологии в науке и производстве» – методика компьютерного моделирования движения подвижного состава по реальным неровностям пути в программном комплексе Универсальный механизм.

Заведующий кафедрой «Вагоны»,
к.т.н., доцент



К.М. Колясов

Профессор кафедры «Вагоны»,
д.т.н., профессор



В. Ф. Лапшин

Доцент кафедры «Вагоны»,
к.т.н., доцент



О. В. Черепов

ПРИЛОЖЕНИЕ А



Уральские
ЛОКОМОТИВЫ

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ
ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«Уральские локомотивы»
(ООО «Уральские локомотивы»)

Парковая ул., д. 36, г. Верхний Пышма,
Свердловская область, 624093
Телефон (34368) 97-4-71, (343) 379-41-40
Факс (343) 379-41-09

Е-mail: mail@ulkm.ru
ОКПО 66770314, ОГРН 1106606000929
ИНН/КПП 6606033929/785050001

УТВЕРЖДАЮ

Начальник Департамента
конструкторских разработок
и исследований

Е.В. Федоров

« »



АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы Митракова Артема Сергеевича на тему «Обоснование параметров системы принудительного наклона кузовов вагонов» использованы на ООО «Уральские Локомотивы» при выполнении проектных расчетов по оценке динамических качеств модификаций электропоезда ЭС2Г.

Элементы математической модели и подходы к моделированию, разработанные Митраковым А.С., использовались при создании динамических моделей модификаций электропоезда ЭС2Г в программном комплексе «Универсальный механизм» и постановке численных экспериментов для определения следующих показателей при проектировании подвижного состава:

- показатели вертикальной динамики первой и второй ступени подвешивания;
- значения вертикальных и горизонтальных ускорений кузова;
- величин рамных сил;
- показателей плавности хода.

Таким образом, результаты диссертационной работы позволили оценить влияние принятых конструкторских решений на динамические показатели модификаций электропоезда ЭС2Г и подтвердить соответствие требованиям ГОСТ 33796-2016 «Моторвагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам» на этапе проектирования.

Начальник управления
проектирования механических систем

Г.В. Ваулин



Интегрированная система менеджмента (ИСМ) ООО «Уральские локомотивы»
сертифицирована на соответствие требованиям международных стандартов
ISO 9001, ISO/TS 22163, ISO 14001 и ISO 45001

